

Technische Universität Chemnitz

Fakultät für Maschinenbau



TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

Masterarbeit

Thema: Entwicklung eines Wälzsstoßaggregates zur Erzeugung von Gerad- und Schrägverzahnungen auf flexiblen Bearbeitungszentren

vorgelegt von: Pavlík, Martin

geb. am: 24.9.1993

in: Zlín

Studiengang: Produktionssysteme (dt.-tsch. Masterstudiengang)

Berufsfeld: Werkzeugmaschinen und Umformtechnik

Studienrichtung: Produktionstechnik/Werkzeugmaschinen

Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch

M.sc. Matthias Hertel

Dr.-Ing. Martin Dix



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

VÝVOJ AGREGÁTU OBRÁBĚCÍHO CENTRA UM- OŽŇUJÍCÍ VÝROBU PŘÍMÉHO A ŠIKMÉHO OZU- BENÍ ODVALOVACÍM ZPŮSOBEM

ENTWICKLUNG EINES WÄLZSTOßAGGREGATES ZUR ERZEUGUNG VON GERAD- UND SCHRÄG-
VERZÄHNUNGEN AUF FLEXIBLEN BEARBEITUNGSZENTREN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Pavlík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

BRNO 2019

Aufgabenstellung Masterarbeit für Herrn Martin Pavlík

Thema: Entwicklung eines Wälzstoßaggregates zur Erzeugung von Gerad- und Schrägverzahnungen auf flexiblen Bearbeitungszentren

Aufgabenstellung:

Eine zunehmende Produktvielfalt bei gleichzeitig abnehmenden Stückzahlen komplexer Bauteile erfordert eine zunehmende Flexibilität von Bearbeitungsmaschinen in der Produktion. Diese Flexibilität kann durch Komplettbearbeitung der Werkstücke auf 5-Achsbearbeitungszentren mit modernen Steuerungen und dynamischen Antrieben gewährleistet werden. Jedoch benötigt die Stoßbearbeitung von Verzahnungen eine translatorische Schnittbewegung, die derzeit technologisch sinnvoll nur durch spezielle Wälzstoßmaschinen realisiert werden kann. Die Linearachsen eines Bearbeitungs-zentrums sind für die Erzeugung der Schnittbewegung kaum geeignet und der Prozess ist aufgrund der zu beschleunigenden Masse des Werkzeugträgerschlittens energetisch ungünstig. Um eine Wälzstoßbearbeitung auf einem Bearbeitungszentrum technologisch sinnvoll umsetzen zu können, soll ein Werkzeugaggregat zur Umwandlung der rotatorischen Bewegung der Frässpindel in eine translatorische Schnittbewegung des anzutreibenden Werkzeuges entwickelt werden. Als wesentliche, technische Neuerung zum Stand der Technik wird der Schnittbewegung, die eine möglichst konstante Schnittgeschwindigkeit im Arbeitshub realisieren soll, zusätzlich eine konstante Wälzbewegung -als Drehbewegung des Werkzeuges um seine Achse- überlagert. Der Antrieb des Aggregates erfolgt über die Frässpindel mit HSK63 Spannsystem am Spindelkopf in einem Niles-Simmons N20MCx2000 Bearbeitungszentrum.

Schwerpunkte der Arbeit:

- Entwicklung und Konstruktion eines Wälzstoßaggregates inklusive Realisierung eines Nockenantriebes zur Erzeugung einer linearen Schnittbewegung mit konstanter Schnittgeschwindigkeit, einem Wälzvorschub und der Untersuchung für mögliche Vorschubvariationen.
- Integration des Aggregates über das Werkzeugspannsystem HSK63 an N20MC.
- Entwicklung und Konstruktion einer Drehmomentenstütze zur Lagefixierung des Aggregates am Spindelkopf der Maschine unter Berücksichtigung der Zugänglichkeit des Greifers für den automatischen Werkzeugwechsel.

Die Abschlussarbeit ist als Einzelarbeit abzugeben. Die Schwerpunkte können in Absprache mit dem Betreuer an den Arbeitsstand bzw. an die notwendigen Schritte individuell angepasst werden.

Die Arbeit ist unter der Berücksichtigung der Arbeitshinweise zum Erstellen studentischer wissenschaftlicher Arbeiten der Professur Werkzeugmaschinen und Umformtechnik zu verfassen.

Beginn: 01.06.2018

Abgabe: 07.01.2019

Betreuer: M.Sc. Matthias Hertel (IWP)
Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch (IWP)
Dr.-Ing. Martin Dix (IWP)

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Martin Pavlík**
Studijní program: Výrobní systémy
Studijní obor: Výrobní systémy
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vývoj agregátu obráběcího centra umožňující výrobu přímého a šikmého ozubení odvalovacím způsobem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rostoucí škála produktů se současně snižujícím se množstvím komplexních komponent vyžaduje větší flexibilitu výrobních strojů. Tato flexibilita může být zajištěna kompletním obráběním obrobků na víceosých obráběcích centrech s moderním řízením a dynamickými pohony. Obrážení ozubení však vyžaduje translační řezný pohyb, který lze v současné době realizovat technologicky smysluplně pouze pomocí speciálních obráběcích strojů. Lineární osy obráběcího centra nejsou vhodné pro vykonávání řezného pohybu a kvůli hmotnosti, se kterou musí pracovat, jsou považovány za energeticky nevýhodné. Aby bylo možné realizovat obrážení na obráběcím centru, je třeba vyvinout jednotku převádějící rotační pohyb vřeten na translační obráběcí pohyb. Zásadní technická inovace (vzhledem k dosavadnímu stavu techniky) spočívá ve vývoji jednotky, která dokáže zajistit řezný pohyb s konstantní řeznou rychlostí v pracovním zdvihu. Zároveň je třeba do nástroje zavést konstantní odvalovací pohyb (jako rotační pohyb nástroje kolem jeho osy) aby bylo možné obrážet ozubení technologií Fellows. Jednotka je poháněna frézovacím vřetenem s upínacím systémem HSK63 na vřetenové hlavě obráběcího centra Niles-Simmons N20MCx2000.

Vedoucí práce na TU Chemnitz: Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch; Dr.-Ing. Martin Dix; M.sc. Matthias Hertel; vedoucí práce na VUT v Brně: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Cíle diplomové práce:

Vývoj a konstrukce jednotky pro obrážení ozubených kol včetně realizace vačkového pohonu (převod rotačního pohybu vřetene na lineární řezný pohyb s konstantní řeznou rychlostí), odvalovacího pohybu a možnosti variability rychlosti tohoto pohybu.

Integrace jednotky pomocí upínacího systému nástrojů HSK63 na stroji N20MC.

Vývoj a konstrukce řešení pro zachycení momentu a upevnění polohy jednotky na vřetenovou hlavu stroje, s ohledem na možnost automatické výměny nástroje.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Infozdroje.cz. Infozdroje.cz [online]. Praha: Albertina icome Praha s.r.o., 2018 [cit. 2018-06-01]. Dostupné z: www.infozdroje.cz

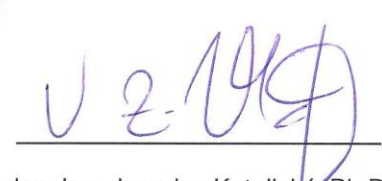
MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum [online]. Praha: MM publishing, s. r. o., 2017 [cit. 2018-06-01]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com>

EUR-Lex: Přístup k právu Evropské unie [online]. Brusel: Úřad pro publikace, 2018 [cit. 2018-06-01]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>

ČSN online [online]. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018 [cit. 2018-06-01]. Dostupné z: <https://csnonline.agentura-cas.cz>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19.

V Brně, dne


doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat

Pavlík, Martin:

Entwicklung eines Wälzsstoßaggregates zur Erzeugung von Gerad- und Schrägverzahnungen auf flexiblen Bearbeitungszentren

Masterarbeit an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Professur Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Chemnitz 2019

108 Seiten, 88 Abbildungen, XX Tabellen, 17 Anlagen, 73 Quellen

Schlagwörter:

Wälzstoßen, Kurvenscheibe, Verzahnung

Die Diplomarbeit ist ein Vorschlag des Aggregats, der erlaubt, das Bearbeitungszentrum um die Technologie der Wälzstoßen zu erweitern. Das Prinzip dieser Einheit besteht darin, die Drehbewegung der Spindel in die für die Translationsbewegung umzuwandeln, während die Wälzbewegung ausgeführt wird. Gleichzeitig sorgt der Mechanismus für eine konstante Schnittgeschwindigkeit. Die Einheit ist in 5 Teilmechanismen unterteilt. Für jeden der Mechanismen ist die am besten geeignete System durch die Analyse verwendbarer Methoden ausgewählt. Es wird anschließend entworfen und möglicherweise berechnet.

Die Arbeit beschreibt den Entwurf einer solchen Lösung mit mechanischen Zahnrädern und Kurvenscheiben. Dieser Mechanismus ermöglicht das Spindeldrehzahl 900 U/min. bei der maximalen Kraft von 5,5 kN.

Das Gerät ist für die Produktion in kleinem Maßstab gedacht und bietet eine günstigere Alternative zum Kauf einer Stoßmaschine.

Bibliografický záznam a abstrakt

Tschechisch / Česky

PAVLÍK, M. *Vývoj agregátu obráběcího centra umožňující výrobu přímého a šikmého ozubení odvalovacím způsobem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 108 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Klíčová slova:

Obrázení odvalovacím způsobem, Vačka, Ozubení,

Diplomová práce představuje návrh agregátu, který umožní rozšíření obráběcího centra o technologii obrázení ozubení odvalovacím způsobem. Principem této jednotky je, převést rotační pohyb vřetene na translační pohyb potřebný pro obrázení při současném dodání odvalovacího pohybu nástroje. Mechanismu zároveň zajišťuje konstantní řeznou rychlost, čímž zvyšuje životnost nástrojů. Jednotka je rozdělena na 5 dílčích mechanismů. U každého z mechanismů je analýzou použitelných metod vybrána nejvhodnější varianta. Ta je následně navrhována a případně propočítána.

V práci je popsán návrh takového řešení pomocí mechanických převodů a vaček. Tento mechanismus umožňuje obrázení při rychlosti 900 dvojzdvihů/min. při maximální vyvinuté síle 5,5kN.

Jednotka je primárně určena pro malovýrobu, jako levnější alternativu k nákupu stroje pro obrázení.

Abstract

Pavlík, Martin:

Development of the machine center aggregates to production of gears with Fellows shape technology

University, Professorship for Machine Tools and Metal Forming Technology, Chemnitz, 2019

108 pages, 88 figures, 15 tables, 17 annex, 73 sources

The diploma thesis shows design of the aggregate, which allow the machining center to Shape gears with Fellows Method. The principle of this unit is to convert the rotation movement of the spindle to the translational movement while adding the rolling tool movement. At the same time, the mechanism ensures a constant cutting speed. The unit is divided into 5 sub-mechanisms. For each of the mechanisms, the most appropriate option is choose with help of analysis of usable methods. The most appropriate method is then designed and possibly calculated.

The thesis describes the design of such a solution using mechanical gears and cams. This mechanism allows maximum speed at 900 rpm. at the maximum developed force of 5.5kN. The unit is primarily intended for small-scale production, as a cheaper alternative to buying a whole machine.

Selbstständigkeitserklärung

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche gekennzeichnet.

Tschechisch / Český

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je mým vlastním dílem, byla zpracována pod vedením přidělených vedoucích a na základě literatury, uvedené v seznamu zdrojů na odpovídajícím místě.

Englisch / English

I hereby declare that the thesis submitted is my own unaided work. All sources used are acknowledged as references.

(eigenhändige Unterschrift)

Brno, den 7.01.2019

Danksagung

An diese Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Besonders Dank gilt vornehmlich:

- Herrn Mathias Hertel vom IWP der TU Chemnitz für seine professionelle Betreuung und Unterstützung.
- Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch und Herrn doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. für ihre Betreuung und Unterstützung während des Studiums und für alles, was sie während des Studiums des deutsch-tschechischen Doppel-Diplom-Masterstudiengang „Produktionssysteme“ für uns gemacht haben.
- Meinen Eltern und meine Freundin für die ständige Unterstützung während des gesamten Studiums.

Inhaltsverzeichnis

Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat.....	I
Bibliografický záznam a abstrakt.....	II
Abstract.....	III
Selbstständigkeitserklärung.....	IV
Danksagung.....	V
Abbildungsverzeichnis.....	IX
Tabellenverzeichnis.....	XI
Gleichungenverzeichnis.....	XII
Einleitung	1
1 Stand der Technik	2
1.1 Grundbegriffe der Stirnradverzahnung	2
1.2 Beschreibung der Stoßen-Technologie	5
1.2.1 Stoßen mit Kammstahl	6
1.2.2 Stoßen mit Schneidrad	7
1.3 Stoßmaschinen	9
1.4 Stoßeinheiten	10
1.5 Mechanismen des Aggregats	13
1.5.1 Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung	14
1.5.2 Führung des Stößels	22
1.5.3 Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung	25
1.5.4 Mechanismus für Wälzbewegung.....	26
2 Analyse geeigneter Mechanismen	33
2.1 Analyse des Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung.....	33
2.2 Analyse der Führung des Stößels	36

2.3	Analyse der Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung	38
2.4	Analyse des Mechanismus für Wälzbewegung.....	39
2.4.1	Analyse des Führungssystems, das die Wälzbewegung überträgt	39
2.4.2	Analyse der Verknüpfung von Laufrad und Führung.....	41
2.4.3	Analyse der Ausführung der Wälzbewegung	43
2.5	Die resultierende Lösung.....	43
3	Detaillierte Beschreibung und Überprüfung ausgewählter Mechanismen.....	44
3.1	Überprüfung ausgewählter Mechanismen	44
3.1.1	Maximale Geschwindigkeit und Beschleunigung	44
3.1.2	Maximale Schnittkraft	45
3.1.3	Berechnung des Übersetzungsverhältnisses.....	47
3.1.4	Zusammenfassung der Kapitel.....	47
3.2	Detaillierte Beschreibung der grundlegenden Mechanismen des Modells	47
3.2.1	Lineargleitlager.....	48
3.2.2	Miniaturlinearführung	49
3.2.3	Lager.....	50
4	Kinematische Schema der Stoßaggregat	56
5	Berechnungen	58
5.1	Kurvenscheiben	58
5.1.1	Ablenkennocken (78)	58
5.1.2	Drucknocken (19).....	61
5.1.3	Zugnocken (20)	64
5.2	Dimensionierung des Dämpfungssystems.....	67
5.3	Dimensionierung der Federn der Ablenkenmechanismus.....	67
5.4	Lagerberechnungen	67
5.5	Linearlager	69
5.6	Getriebe Berechnungen	70
6	Entwurf der Komponenten	71
6.1	Unterbaugruppe der Stößel (F)	72
6.2	Unterbaugruppe der Führung des Stößels (C).....	76

6.3	Unterbaugruppe der Getriebe (D).....	79
6.4	Unterbaugruppe den Arm (G).....	83
6.5	Unterbaugruppe der Lagerung (B).....	89
6.6	Unterbaugruppe der Kurvenscheiben (E)	90
6.7	Gehäuse (H).....	91
7	Zusammenfassung.....	95
8	Shrnutí diplomové práce v českém jazyce	97
9	Literaturverzeichnis	104
10	Anlageverzeichnis.....	108

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 0.1: Begriffe und Bestimmungsgrößen bei Verzahnung	3
Abbildung 1.2: Unterschied zwischen den räumlichen Anforderungen des Fräswerkzeugs und des Stoßwerkzeugs [3]	5
Abbildung 1.3: Stoßprozess mit einem translatorischen Werkzeug [5]	6
Abbildung 1.4: Stoßen mit einem translatorischen Werkstück [6]	6
Abbildung 1.5: Grundbewegungen in Wälzstoßen mit Schneidrad [10]	7
Abbildung 1.6: Kinematik im Wälzstoßen mit Schneidrad [10]	8
Abbildung 1.7: Teile der horizontalen Stoßmaschine [12]	9
Abbildung 1.8: Achsen der vertikal Wälzstoßmaschine [14]	10
Abbildung 1.9: EWS-Slot Aggregat für Nutstoßen [16]	11
Abbildung 1.10: Benz LinTec Stoßaggregate für Bearbeitungszentren [19]	12
Abbildung 1.11: Gisstec Aggregat für Nutstoßen [21]	12
Abbildung 1.12: MT Marcheti Stoßeinheit für Nutstoßen [23]	13
Abbildung 1.13: Linearmotor mit Führungen [26]	14
Abbildung 1.14: Doppeltwirkender Hydraulikzylinder [28]	15
Abbildung 1.15: Teile der verkürzte Kurbelmechanismus [30]	16
Abbildung 1.16: Teile der volle Kurbelmechanismus [32]	17
Abbildung 0.17: Achtgelenkkette mit linearer Bewegung und beschleunigte Rückbewegung [37]	18
Abbildung 0.18: Schwingende Kurbelschleife in der horizontalen Stoßmaschine [39]	18
Abbildung 1.19: Verschiedene Arten von Kurvenscheiben [41]	19
Abbildung 1.20: Zeichnung der tangential Kurvenscheibe [43]	20
Abbildung 1.21: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der dreiarmlige Kur- venscheibe [43]	20
Abbildung 1.12: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der konstanten Ge- schwindigkeitsnocke [42]	21
Abbildung 1.23: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der konstanten Be- schleunigungsnocken [42]	21
Abbildung 1.24: Verschiedene Arten von hydrostatischer Führung [45] [46]	22
Abbildung 1.25: Lineare Wälzführungen in verschiedenen [48]	23
Abbildung 1.26: Linearwälzlager mit Durchmesser 40mm [50]	24
Abbildung 1.27: Lineargleitlager [52]	24
Abbildung 1.28 Darstellung der Bewegungen des Werkzeugs bei dem Stoßen [53]	25
Abbildung 1.29: Getriebe und Wechselräder für Drehmaschine Schaublin SV 102 [54]	27
Abbildung 1.30: Prinzip des Variators mit Paaren konischer Räder [56]	28
Abbildung 1.31: Variatoren mit gegenüberliegenden konischen Rädern [57]	28
Abbildung 1.32: Schneeberger MINIRAIL [60]	29
Abbildung 1.33: Doppel Kardangelen [63]	30
Abbildung 1.34: Teile des Bendix-Weiss Gelenk [64]	31
Abbildung 1.35: Rzeppa Gelenk mit 8 Kugeln [65]	31
Abbildung 1.36: Teile des Tracta Gelenk [66]	32
Abbildung 1.37: Teile des Tripod Gelenk [67]	32
Abbildung 1.38: Hardyscheibe mit 6 Löchern [69]	32
Abbildung 3.2: Schneeberger MINIRAIL mit LUBE S [72]	50
Abbildung 3.3: Kugellager [73]	51
Abbildung 3.4: Schrägkugellager [73]	51
Abbildung 3.5: Nadellager mit beide Ringen [73]	52
Abbildung 3.6: Nadelkränze [73]	52
Abbildung 3.7: Kombinierte Kugel/Nadellager [73]	53

Abbildung 3.8: Gleitlager [73]	53
Abbildung 3.9: Kurvenrolle [73]	54
Abbildung 4.1: Kinematische Schema – Teil 1	56
Abbildung 4.2: Kinematische Schema – Teil 2	57
Abbildung 5.1: Verlauf der Hubkurve der Ablenkennocken	60
Abbildung 5.2: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Ablenkennocken	60
Abbildung 5.3: Verlauf der Beschleunigungskurve der Ablenkennocken	60
Abbildung 5.4: Verlauf der Rastkurve der Ablenkennocken	61
Abbildung 5.5: Verlauf der Hubkurve der Drucknocken	62
Abbildung 5.6: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Drucknocken	63
Abbildung 5.7: Verlauf der Beschleunigungskurve der Drucknocken	63
Abbildung 5.8: Verlauf der Rastkurve der Drucknocken	63
Abbildung 5.9: Form der Drucknocken	64
Abbildung 5.10: Verlauf der Hubkurve der Zugnocken	65
Abbildung 5.11: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Zugnocken	65
Abbildung 5.12: Verlauf der Beschleunigungskurve der Zugnocken	65
Abbildung 5.13: Verlauf der Rastkurve der Zugnocken	66
Abbildung 5.14: Form der Zucknocken	66
Abbildung 6.1: Stoßeinheit	71
Abbildung 6.2: Gesamtes System ohne Gehäuse	71
Abbildung 6.3: Unterbaugruppe der Stößel	72
Abbildung 6.4: Hauptzylinder	73
Abbildung 6.5: Inneren Zylinder	74
Abbildung 6.7: Führungsunterlage	75
Abbildung 6.8: Schneeberger MINIRAIL MNN 7	75
Abbildung 6.9: Unterbaugruppe – Führung des Stößels	76
Abbildung 6.10: Linearlager-lagerung Teil 2 (51)	77
Abbildung 6.11: Linearlager-lagerung Teil 1 (50)	77
Abbildung 6.11: Linearlager-lagerung Teil 1 (50)	78
Abbildung 6.13: Linear-Führungen Schneeberger MINIRAIL MNN 12	79
Abbildung 6.14: Getriebe der Stoßeinheit	80
Abbildung 6.15: Unterbaugruppe – Arm	83
Abbildung 6.16: Arm	84
Abbildung 6.17: Ausrichtungshebel	85
Abbildung 6.18: Haupthebel	87
Abbildung 6.19: Linearführung des Haupthebels	88
Abbildung 6.20: Hauptlagerung	89
Abbildung 6.21: Unterbaugruppe der Kurvenscheiben	90
Abbildung 6.22: Unterbaugruppe der Gehäuse	91
Abbildung 6.23: Getriebegehäuse mit Lagerung der Nockenwelle und Schneckenwelle	92
Abbildung 6.24: Untere teil der Gehäuse	93
Abbildung 6.25: Hauptnockendeckeln	94

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Erläuterung der Auswertung der Mechanismen.	33
Tabelle 2.2: Anforderungen mit Gewichten für Mechanismus zur Übertragung der Spindel- drehzahl auf die Stoßbewegung	34
Tabelle 2.3: Analyseergebnisse des Systems zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung	35
Tabelle 2.4: Anforderungen mit Gewichten für Führung des Stößels	37
Tabelle 2.5: Analyseergebnisse der Führung des Stößels	37
Tabelle 2.6: Anforderungen mit Gewichten für Mechanismus zur Bereitstellung einer Werk- zeugablenkung in Rückbewegung	38
Tabelle 2.7: Analyseergebnisse des Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablen- kung in Rückbewegung	39
Tabelle 2.8: Anforderungen mit Gewichten für Führungssystem, das die Wälzbewegung überträgt	40
Tabelle 2.9: Analyseergebnisse des Führungssystems, das die Wälzbewegung überträgt	40
Tabelle 2.10: Anforderungen mit Gewichten für Verknüpfung von Laufrad und Führung ..	41
Tabelle 2.11: Analyseergebnisse der Verknüpfung von Laufrad und Führung	42
Tabelle 5.1: Abschnitte der Ablenkenocke	59
Tabelle 5.2: Abschnitte der Drucknocke	61
Tabelle 5.3: Lebensdauer der Lager	68
Tabelle 5.4: Sicherheitskoeffizienten und materialen in den Getrieben	70

Gleichungenverzeichnis

(1) Berchnung der Teilung	2
(2) Berechnung der Modul.....	2
(3) Berechnung der Grundkreisdurchmeser	2
(4) Berechnung der Teilung.....	2
(5) Spannung im Kontakt.....	4
(6) Koeffizient der mechanischen Eigenschaften des Materials.....	4
(7) Umfangskraft.....	4
(8) Sicherheit.....	4
(9) Koeffizient der Zahneigung.....	4
(10) Doppelhubzahl.....	8
(11) Werkstückdrehzahl.....	8
(12) Werkzeugdrehzahl.....	8
(13) Gleichung 1.4: Berechnung der Winkelgeschwindigkeit.....	26
(14) Schnittkraft.....	45
(15) Spezifische Schnittkraft – Formel	45
(16) Spanwinkel Korrekturfaktor	46
(17) Spezifische Schnittkraft.....	46
(18) Werkstückdrehzahl.....	47
(19) Radialen Vorschub.....	47
(20) Durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit.....	48
(21) spezifische Lagerbelastung.....	48
(22) Nominelle Lagerlebensdauer.....	55
(23) Nominelle Lagerlebensdauer.....	55

Einleitung

Das Stoßen ist eine der grundlegenden Technologien zur Herstellung von Zahnrädern. Es ist immer gut vertreten, weil es in kleinen Räumen arbeiten oder Innenverzahnung herstellen kann. Die Anforderungen an die Universalität von Bearbeitungszentren steigen. Vor einigen Jahren war es unmöglich, in einer Maschine zu drehen und zu fräsen. Die Entwicklung der Maschinensteuerungstechnologie hat es möglich gemacht, Fräs- oder Drehzentren zu einer wirklich universell Maschine zu machen. Die nachträgliche Hinzufügung von gesteuerten Maschinenachsen bestätigte diesen Trend nur.

Dies ist jedoch ein ähnlicher Art, um das Material zu entfernen. Das Werkstück oder Werkzeug führt eine Drehbewegung aus. Die Idee, der Stoßen in der Bearbeitungszentren hinzufügen, fasziniert von mir. Dies ist ein völlig anderer Bearbeitungsart, den das Bearbeitungszentrum bewältigen muss. Es ist nicht nur eine Änderung in der Maschinensteuerung, sondern eine Änderung der grundlegenden Mechanismen.

Die Einheit, die sowohl das Werkzeug in die Spindel klemmt als auch stoßen kann, wird besonders von Prototypenherstellern oder Herstellern, die kleinen Serien von Teilen bearbeiten, geschätzt. Bei ihrer Arbeit treffen sie oft auf die Teile, die nur durch Stoßen bearbeiten kann (Innenverzahnung, Nuten usw.). Der Kauf von Stoßmaschinen ist jedoch für ihre Verwendung nicht erforderlich. Durch die Verwendung dieses Aggregats könnten sie die Vorteile ihrer Maschinen nutzen, wodurch Bauteile zu einem Bruchteil der Kosten der Maschine produziert werden können.

Auf dem Markt gibt es bereits Einheiten, die Stoßen erlauben. Keiner von ihnen kann jedoch die Wälzbewegung auf das Werkzeug übertragen. Das vorgeschlagene Aggregat muss auch eine Schnittbewegung mit konstanter Geschwindigkeit erzeugen. Dies ist am besten für die bestmögliche Oberfläche der Werkstückzähne geeignet. Einen Mechanismus zu entwerfen, der alle diese Anforderungen vereint, ist für mich eine konstruktive Herausforderung.

Der erste Teil der Arbeit befasst sich mit dem Stand der Technik. Hier werden die Grundbegriffe der Stoßen und Verzahnung erläutert. Ein großer Teil dieses Kapitels ist eine Beschreibung des Mechanismus, der in der Einheit verwendet werden kann.

Kapitel 2 legt die Analyse der in Kapitel 1 aufgeführten Mechanismen fest. Anschließend werden die Mechanismen ausgewählt, und in der Einheit verwendet.

Das dritte Kapitel beschreibt im Detail ausgewählten Mechanismen ein und überprüft, ob sie die Anforderungen tatsächlich erfüllen. Hier sind auch die grundlegenden Parameter der Einheit, die für die weitere Dimensionierung des Mechanismus erforderlich sind, berechnen.

Das nächste Kapitel zeigt das kinematische Schema des Systems aus.

Das Berechnungskapitel überprüft das Nockendesign und das im System verwendete Getriebe. Die Federdimensionierung wird ebenfalls berechnet. Weitere Berechnungen sind die Lagerlebensdauer und den Lineargleitlagerlebensdauer.

Das folgende Kapitel beschreibt die wichtigsten Teile des Aufbaus des Mechanismus.

Die Zusammenfassung beschreibt die Erfüllung der Diplomarbeitenanforderungen, ob es die ursprünglichen Erwartungen der Systemanalyse erfüllt hat und wie es mit den anderen auf dem Markt befindlichen Einheiten im Wettbewerb steht.

Das Diploma Anlagen enthält die Verläufe der Kurvenscheiben, die exportierten Formen der Kurvenscheiben, Berechnungen der Stirn-, Kegel- und Schneckengetriebe, die Berechnung des Übersetzungsverhältnisses, Fertigungszeichnung, zwei Zeichnungen der Stückliste und der Stückliste. Zusätzlich enthält die CD Modelle der vorgeschlagenen Komponenten des Step- und STL-Formats.

1 Stand der Technik

Im Kapitel Stand der Technik werden die Grundbegriffe der Verzahnung und Stoßen beschrieben. Aggregate der Konkurrenz sind hier ebenfalls herauszuschreiben. Der größte Teil des Kapitels ist eine Beschreibung der Mechanismen (und ihrer möglichen Lösungen), die im Aggregat benutzen sind. Diese Mechanismen werden dann mit den Gesamtanforderungen in der Systemanalyse verglichen, und die an der besten geeigneten Lösung wird ausgewählt.

1.1 Grundbegriffe der Stirnradverzahnung

Zunächst ist es notwendig, die grundlegende Terminologie der Verzahnung zu bestimmen. Am wichtigsten ist die Beschreibung der Stirnräder (da diese Räder durch Stoßen hergestellt und auch im Aggregat verwendet werden)

Es gibt 4 Arten von Stirnrädern, die durch ein Stoßen erzeugen werden können. Sie sind unterteilt in innere und äußere und gerade oder schräg. Die gerade Zahnräder haben Zähne parallel mit der Rotationsachse des Zahnrads, während die schräg Zahnräder Zähne relativ zur Rotationsachse in einem bestimmten Winkel (β) haben.

Der erste der grundlegenden Parameter jedes Zahnrades ist der Durchmesser seines Wälzkreises/Teilkreis (d). Dies ist kleiner als der Kopfkreis, aber größer als der Fußkreis. Die Wälzkreise der beiden zusammenwirkenden Räder im Getriebe berühren sich.

Der zweite Grundparameter ist die Teilung (p). Die Teilung ist definiert als die Länge des Bogens auf dem Teilkreis zwischen den Flanken zweier benachbarter Zähne. Daher muss es gleich der Summe der Dicke des Zahns s und der Lückenweite e sein.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad (1)$$

Alle Zahnradmaße werden als ein Vielfaches des Moduls ausgedrückt. Das Modul ist definiert als das Verhältnis der Tonhöhe zu der π oder als ein Verhältnis des Durchmessers des Teilkreises und der Anzahl der Zähne. Die Räder, die zusammen im Getriebe sind, müssen das gleiche Modul haben. Das Modul ist normalisiert und alle anderen Zahnraddimensionen sind davon abgeleitet.

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (2)$$

$$d = z \cdot m \quad (3)$$

$$p = \pi \cdot m \quad (4)$$

Für einen einwandfreien Betrieb und eine Minimierung der Reibung von Zahnflanken müssen die Zahnflanken die gewünschte Form haben. Die Kurve dieser Form kann unterschiedlich definiert werden. Die häufigste Kurve heißt Evolvente. Die Evolvente beschreibt bei den Punkt auf einer Linie, die entlang des Kreises rollt.

Jeder Zahn hat zwei Teile. Der erste Teil des Zahnes heißt Kopf. Die Zahnkopfhöhe ist gleich wie Modul. Die Zahnfußhöhe ist gleich wie Modul, einschließlich der Kopfspiel. Kopfspiel wird zwischen 10% - 50% des Moduls (meistens 25%) gewählt.

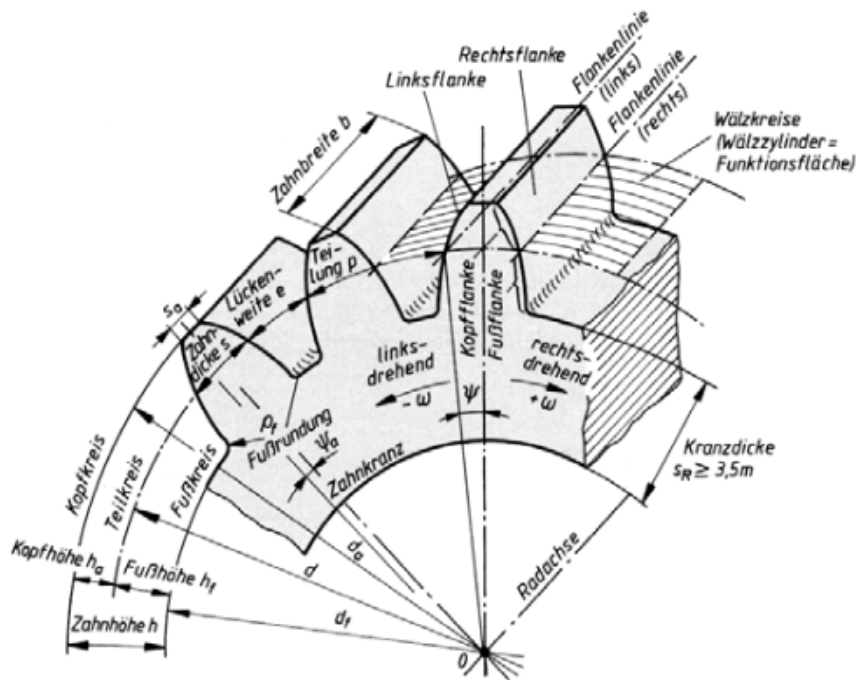


Abbildung 1.1: Begriffe und Bestimmungsgrößen bei Verzahnung

Festigkeitsberechnungen

Festigkeitsberechnungen stellen sicher, dass die Verzahnung während der geforderten Lebensdauer zuverlässig funktioniert. Gangstörungen sind in Zahnoberflächenschäden oder Zahnfrakturschäden unterteilt. Zahnräder werden zyklisch geladen. Daher sind Ermüdungsberechnungen am wichtigsten. Es ist immer notwendig die Sicherheitskoeffizient gegen Ermüdungsschäden an Zahnflanken (Kontaktsicherheit) und Ermüdungssicherheitskoeffizient an dem Fuß der Zähne (Biegungssicherheit) zu berechnen

Die Tragfähigkeit der Zähne bei der Berührung ist die Fähigkeit der Zähne, eine ausreichende Sicherheit gegen die fortschreitende Lochfraßbildung zu bieten.

Die Grundgleichungen basieren auf Hertzdruck. Sie sind für das Ritzel und das Zahnrad getrennt festgelegt. Für das Ritzel wird die Spannung im Kontakt am inneren Punkt des Eingriffs bestimmt. Das Zahnrad wird am Wälzpunkt bestimmt. Bei der Berechnung des Zahnwiderstands wird die Zahnberührung durch Berühren zweier sich nicht bewegnender Zylinder ersetzt,

deren Radius der Ebene entspricht. Die höchste Spannung im Kontakt - σ_H ergibt sich aus der Berechnung:

$$\sigma_H = Z_E \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha}} \sqrt{\frac{K_v F_t \frac{d_2}{d_1} + 1}{d_1 b \frac{d_2}{d_1}}} \quad (5)$$

Wo α der Eingriffswinkel ist, K_v der Koeffizient der inneren dynamischen Kräfte ist, und Z_E ist der Koeffizient der mechanischen Eigenschaften des Materials. Es wird berechnet nach der Gleichung:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6)$$

Wo μ und E Materialeigenschaften sind.

Die nominale Umfangskraft F_t berechnet sich nach der Gleichung:

$$F_t = \frac{2000 M_1}{d_1} \quad (7)$$

Wo M_1 Drehmoment ist.

Zur Berechnung der Sicherheit S_H wird der σ_H mit den Materialeigenschaften von σ_{Hlim} verglichen:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \quad (8)$$

Es ist wichtig, die Nennkontaktspannung zu berechnen. Diese Berechnung beinhaltet auch den Z_E - Koeffizient der mechanischen Eigenschaften von Materialien der Zahnräder Z_H - Koeffizient der Form der zusammensammelnden Zähne, den Z_ϵ - der Koeffizient der Gesamtlänge der Berührungskurven der Flanken, den Z_β - Der Koeffizient der Zahneingung und die Arbeitsbreite der Verzahnung b .

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t \frac{d_2}{d_1} + 1}{b d_1 \frac{d_2}{d_1}}} \quad (9)$$

Es gibt mehrere Möglichkeiten, die Tragfähigkeit der Zähne zu berechnen, aber für die Berechnung der maximalen übertragbaren Kraft und Sicherheit sind die obigen Berechnungen ausreichend.

Aufgrund der Vielzahl der Teilberechnungen der Zahnräder sind die anderen Berechnungen im Anhang aufgeführt.

1.2 Beschreibung der Stoßen-Technologie

Im ersten Teil sollte definiert werden, was das Stoßen ist und wofür es verwendet wird.

Stoßen ist eine Methode der Spanbearbeitung, bei der die Hauptbewegung von einem Werkzeug ausgeführt wird. Stoßen wird für die Bearbeitung von inneren und äußeren planaren und kreisförmigen Oberflächen mit einem Nutstoßwerkzeugs, einem Kammstahl oder einem modifizierten zylindrischen Schneidrad verwendet [1]. Das Werkzeug führt eine oszillierende Rückbewegung aus, bei der das Material nur in der Druckrichtung entfernt werden. Bei der Rückbewegung wird das Werkzeug leicht ausgekippt, wodurch ein unerwünschter Kontakt mit dem Werkstück verhindert wird. Das Stoßen wird bei der Bearbeitung langer, schmaler Flächen (begrenzt auf die Länge des Stößels), z. B. Nuten, Prismen benutzen. Es ist auch eine der an den häufigsten verwendeten Methoden zur Herstellung von Zahnrädern. Bei der Herstellung von Zahnrädern hat das Stoßen den Vorteil gegen Fräsen in einem geringeren Raumbedarf für das Werkzeug. Der Vorteil des Stoßens ist sehr kleiner Werkzeugauslauf. Bei Verwendung eines Fräasers ist Werkzeugauslauf wesentlich größer. Für die richtige Bearbeitung mit dem Fräser muss die Bearbeitung in Werkzeugs Drehachse beenden (Abbildung 1.2).

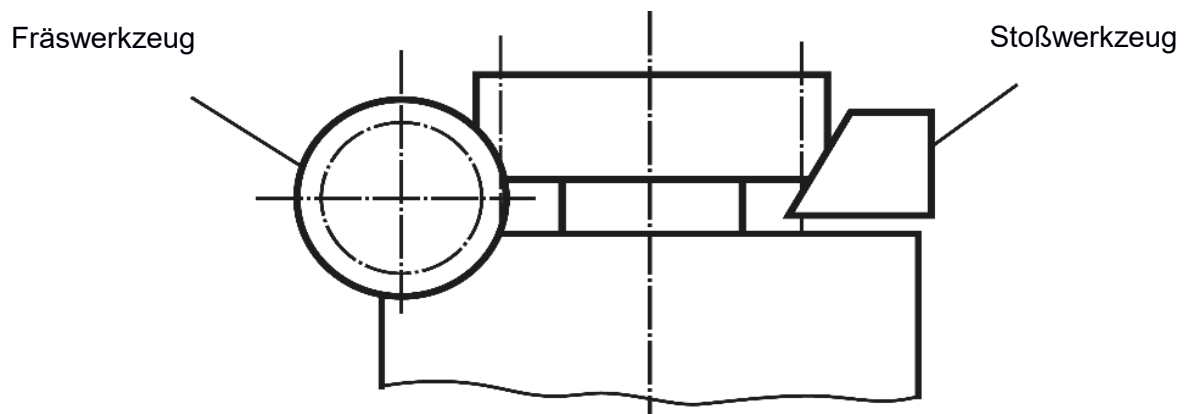


Abbildung 1.2: Unterschied zwischen den räumlichen Anforderungen des Fräswerkzeugs und des Stoßwerkzeugs [3]

Zur Herstellung von Zahnrädern gibt es 3 Bearbeitungsmethoden.

Eine der Methode ist das Stoßen jeder Zahnücke. Das Werkzeug ist ein Formmesser, das die Form einer Zahnücke hat. Nach der Bearbeitung einer Zahnücke wird das Werkstück gedreht und der ganze Zyklus wird wiederholt. Diese Methode ist die langsamste von allen drei Methoden. Es ist jedoch das einzige Weise (von allem Stoßmethoden) zur Herstellung von Kegelhahnrädern [2]

1.2.1 Stoßen mit Kammstahl

Stoßen mit Kammstahl wird manchmal nach seinem Erfinder als MAAG-Technologie bezeichnet. Das Werkzeug ist ein Kamm, der mehrere Zähne (entsprechend dem Durchmesser des Werkstücks) hat. Die Zähne haben die Form eines trapezförmigen Grundprofils. Das Werkzeug führt eine Rückbewegung in Richtung der Zähne aus. Das Werkstück wirkt gegen das Werkzeug mit einer Wälzbewegung, die aus Rotation und Translation besteht. Es ist auch möglich, dass die Translationsbewegung ein Werkzeug machen (Abbildung 1.4). Durch diese zusammengesetzte Bewegung wälzt das Werkstück über den Kamm. Wenn der Wälzbewegung fertig ist (begrenzt durch die Länge des Kamms), verrückt das Werkstück in die ursprüngliche Position zurück. Gleichzeitig wird das Werkstück um die Größe des schon bearbeiteten Teils umdreht (Abbildung 1.3). Der Prozess wird dann wiederholt. Diese Methode ist schneller als das Stoßen jeder Zahnücke, weil mehr Zahnücken gleichzeitig bearbeitet sind. Die Notwendigkeit, das Werkstück (oder Werkzeug) zurück zu bewegen, macht es jedoch weniger wirksam als das Stoßen mit Schneidrad. Auch auf diese Weise kann das innere Verzahnung nicht gestoßen werden. Auf der anderen Seite ist Mechanismus für die Herstellung der Schrägverzahnung im Vergleich zu Stoßen mit Schneidrad einfacher [4]

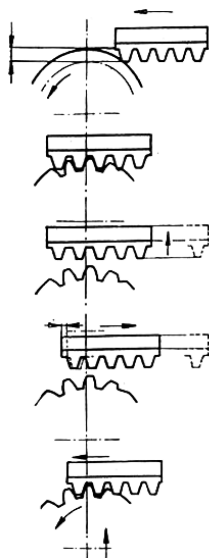


Abbildung 1.3: Stoßprozess mit einem translatorischen Werkzeug

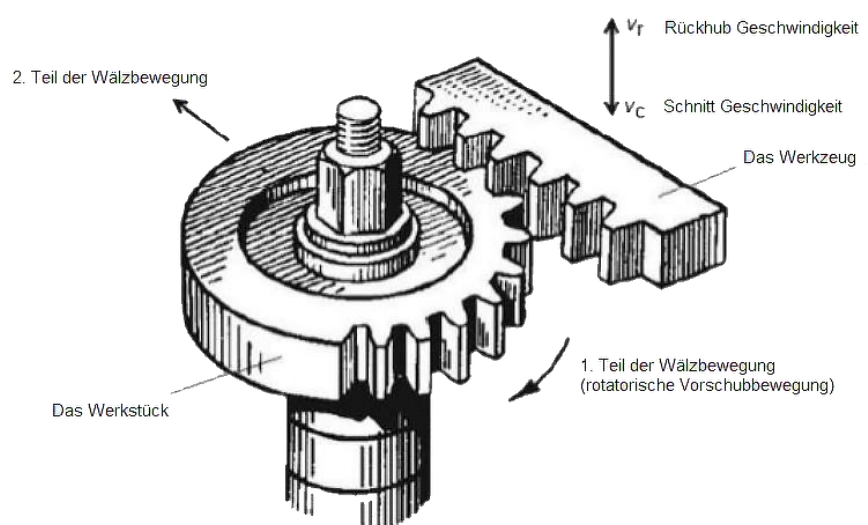


Abbildung 1.4: Stoßen mit einem translatorischen Werkstück [6]

1.2.2 Stoßen mit Schneidrad

Wälzstoßen mit Schneidrad ist die andere Methode für die Herstellung der Verzahnung. Diese Methode bezeichnet sich manchmal als Fellows in der ausländischen Literatur [7].

Das Werkzeug hat die Form eines modifizierten Zahnrades. Das Werkzeug muss das gleiche Modul und den Druckwinkel wie gewünscht Rad haben. Die Zähne des Werkzeugs haben eine Form der Evolvente. Es gibt mehrere Winkel auf dem Werkzeug, die Span erzeugen oder unerwünschte Berührung verhindern. Der Zahnkopf- und Zahnfußhöhe werden vertauscht und die Zahnbreite wird durch eine mögliche Bearbeitungszugabe vergrößert.

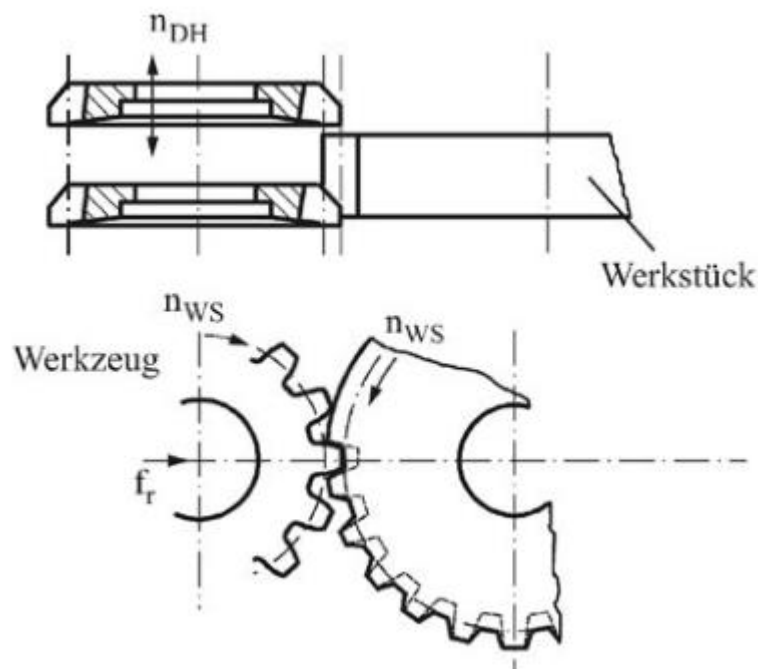


Abbildung 1.5: Grundbewegungen in Wälzstoßen mit Schneidrad [10]

Kinematik der Wälzstoßen mit Schneidrad

In diesem Teil der Kapitel wird der Kinematik bei Wälzstoßprozess mit Schneidrad beschrieben. Die Bewegung ist komplex, da sich das Werkzeug und das Werkstück zusammen bewegen. Die resultierende Schnittbewegung ist eine Überlagerung von drei Bewegungskomponenten: lineare oszillierende Bewegung, Wälzbewegung und radial Vorschub. Die lineare Oszillation bewegt die Hauptschnittbewegung. Bei der Rückbewegung macht Werkzeug auch Abhebebewegung um Kontakt des Werkzeugs und das Werkstück zu vermeiden. Diese Bewegung hat jedoch keinen direkten Einfluss auf den Stoßprozess und wird daher nicht im kinematischen Schema berücksichtigt. Sowohl das Werkzeug als auch das Werkstück führen einen Teil der Wälzbewegung aus. Ihre Geschwindigkeiten sind abhängig vom Verhältnis der Anzahl der Zähne.

Doppelhubzahl ist von der Schnittgeschwindigkeit abhängig.

$$n_{DH} = \frac{v_c}{2H}, \quad H = h_{WS} + l_{an} + l_{über} \quad (10)$$

Werkstückdrehzahl ist von der Hubbewegung des Werkzeugs abhängig.

$$n_{WS} = \frac{f_z}{\pi * z_{WS} * m_{WS}} * n_{DH} \quad (11)$$

Werkzeugdrehzahl hängt von der Werkstückgeschwindigkeit und das Verhältnis der Zähne des Werkzeugs und des Werkstücks ab.

$$n_{WZ} = n_{WS} * \frac{z_{WS}}{z_{WZ}} \quad (12)$$

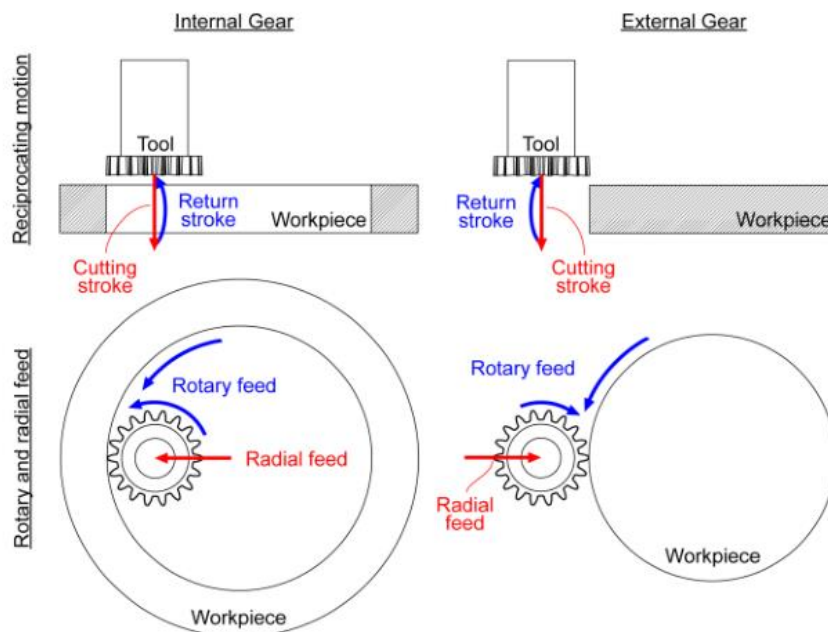


Abbildung 1.6: Kinematik im Wälzstoßen mit Schneidrad [10]

1.3 Stoßmaschinen

Stoßmaschinen sind in horizontal und vertikal unterteilt.

Horizontale Stoßmaschinen benutzen hauptsächlich den Kurbelscheibe Mechanismus, um Bewegung auszuführen. Im Gegensatz zur Kurbelmechanismen haben sie den Vorteil einer größeren Rückgeschwindigkeit. Bei der Bearbeitung reduziert die Produktivität die Rückbewegung (Leerhub). Daher ist die Rückhub Geschwindigkeit 1,5 bis 4-mal schneller als die Schnittgeschwindigkeit. Nachteil sind Reibungsverlusten bei Gleiteilen des Mechanismus [11]

Horizontale Stoßmaschinen zeichnen sich durch die horizontale Bewegung des Stoßschlittens mit dem Werkzeug aus. Der Schieberantrieb wird mechanisch mit einem Kurbelschleifenantrieb, Kurbelantrieb oder hydraulisch gelöst.

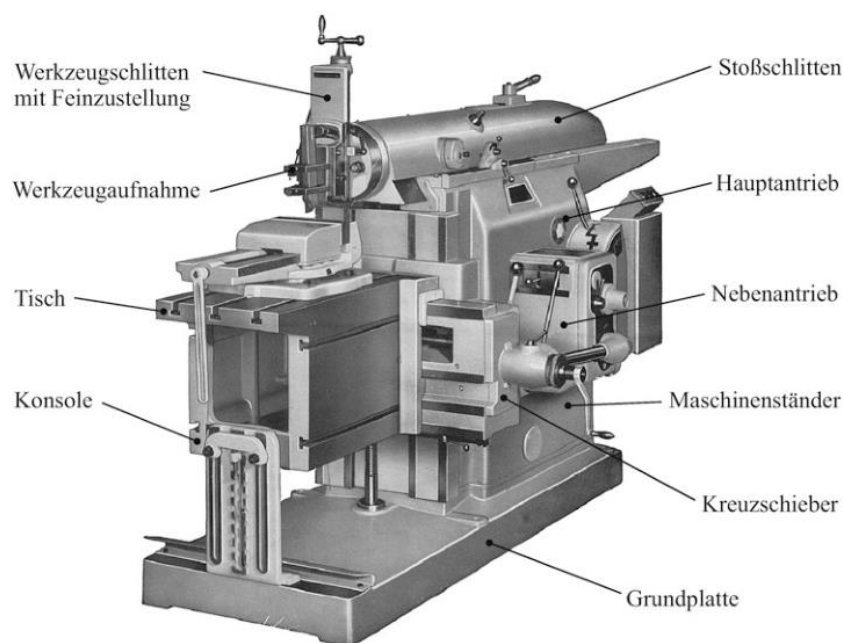


Abbildung 1.7: Teile der horizontalen Stoßmaschine [12]

Durch Kippen der Tisch können Horizontale Stoßmaschinen vertikale oder schräge Flächen bearbeitet werden. Aufgrund der geringen Produktivität werden horizontale Schneidemaschinen im Maschinenbau nur bei Reparaturen und Hilfsarbeiten eingesetzt. Aber dieses System wird oft in der Holzverarbeitung verwendet. Ihr Vorteil ist, dass sie mit einem einfachen Werkzeug komplizierten Formen bearbeitet werden können.

Auf der anderen Seite zeichnen sich die vertikalen Stoßmaschinen durch die vertikale Bewegung des Stößels mit dem Werkzeug aus. Es wird hauptsächlich für die Bearbeitung von äußeren und insbesondere inneren geformten Oberflächen verwendet. Vertikale Stoßmaschinen verwenden üblicherweise einen Kurbelmechanismus [13]. In vertikale Stoßmaschinen ist (aufgrund der großen Aufbauabmessungen) der Kurbelschleife Mechanismus nicht benutzen.

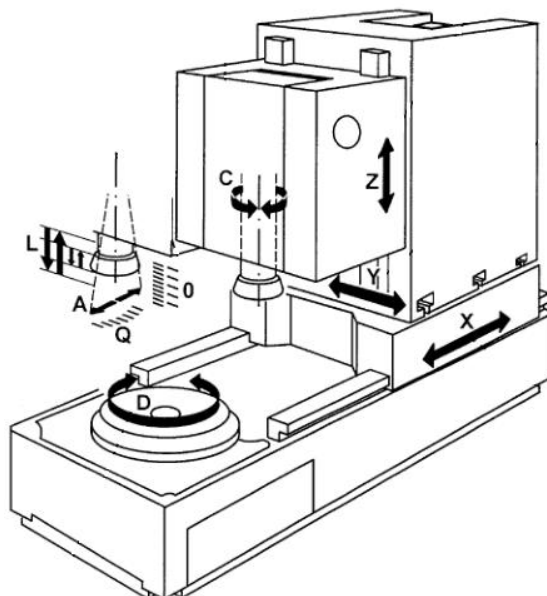


Abbildung 1.8: Achsen der vertikal Wälzstoßmaschine [14]

Bei manchen Maschinen kann die Hubgröße durch die Exzentrizität des Kurbelmechanismus verändert werden. Größere Vertikale Stoßmaschinen haben auch einen Längs-, Quer- und Drehtisch. Der Abstand des Stößels vom Arbeitstisch wird eingestellt, indem Sie die Position des Stößels vertikal ändern (der Tisch ist nicht höhenverstellbar).

Bei einigen Arten von vertikalen Stoßmaschinen können das Stößel vom Ständer weggekippt werden. Dies ermöglicht eine gewinkelte Bearbeitung. Die Stoßmaschinen werden durch Hubhöhe, maximale Hubzahl, maximale Werkstofffestigkeit und maximalen Werkzeugdurchmesser gegeben [15]

1.4 Stoßeinheiten

Die Stoßeinheit (oder Stoßaggregat) ist im Prinzip eine Erweiterung des Bearbeitungszentrums für die Stoßmöglichkeit. Das Aggregat entstand aus der Anforderung von Komponentenherstellern. Stoßen ist sehr vorteilhaft, um eine Nut oder eine Verzahnung herzustellen. Die Investition in die Maschine ist jedoch hoch und es ist nutzlos für nur kleine Menge der Komponenten zu verwenden. Aus diesem Grund gab es mehrere Möglichkeiten, wie stoßen an Bearbeitungszentrum. Die einfachste Form von stoßen an Bearbeitungszentrum ist mit Stoßwerkzeuges in die Spindel befestigen. Der Bearbeitungsvorgang wird durch Nebenachse der Maschine realisiert.

Dieses System ist für lange Oberflächen geeignet, aber es ist sehr langsam und ineffizient. Deshalb werden in den letzten Jahren die angetriebene Stoßeinheit erstellt. Diese Aggregate wandeln die Drehbewegung der Spindel um, die durch einen geeigneten Mechanismus in eine Stoßbewegung umgewandelt wird. Aggregate werden von verschiedenen Unternehmen hergestellt. Keines der aktuellen Aggregate kann in Stoßbewegung des Werkzeugs gleichzeitig rotatorische Wälzbewegung versetzen. Die Aggregate sind geeignet nur zum Nutstoßen oder Wälzstoßen mit Kammstahl.

EWS

EWS ist ein deutscher Hersteller von statischer und angetriebener Werkzeughalter für nahezu alle CNC-Drehmaschinen und Fräszentren. Eines ihrer Produkte ist das Stoßaggregat. Dieses Aggregat ist so konstruiert, dass es die Hauptschneidbewegung in eine radiale Richtung relativ zur Drehung der Spindel umwandelt (Abbildung 1.9).



Abbildung 1.9: EWS-Slot Aggregat für Nutstoßen [16]

Es wird in drei Größen je nach Hubhöhe produziert. Die kürzeste Version erreicht maximale Umdrehungen bis 1.200 min^{-1} bei einem Hubgröße bis 19 mm, die mittlere Version hat maximale Umdrehungen bis 1000 min^{-1} bei einem Hubgröße bis 35 mm und am größten Aggregat hat einem Hubgröße bis 53 mm bei 750 min^{-1} [17]

Benz LinTec

Benz ist ein weiterer Hersteller von Werkzeugtechnik für Bearbeitungszentren. Diese Firma bietet Aggregate in verschiedenen Versionen und Größen an. Es bietet radial, axial und radial schräg Konstruktionen des Aggregats für Bearbeitungszentren und Drehmaschinen an. Die Stoßaggregate haben ein 1:1 Übersetzungsverhältnis und mehrere Hubvarianten von 38 mm bis 100 mm. Für die axiale Version ist die Drehung auf 800 min^{-1} begrenzt. Radialen Version ist bis 1200 min^{-1} konstruieren. Dieser Hersteller bietet die größte Auswahl an Aggregaten in verschiedenen Designs (nach den Wünschen des Kunden) an (Abbildung 1.10) [18].



Abbildung 1.10: *Benz LinTec Stoßaggregate für Bearbeitungszentren von links: LinA Axial, LinA Radial, LinA XL [19]*

Gisstec

Gisstec ist deutsche Hersteller, das ein Stoßaggregat anbietet. Diese Firma stellt hauptsächlich Werkzeuge her. Kürzlich stellten sie ihre Ausführung des Stoßaggregats vor (Abbildung 1.11). Im Gegensatz zu Benz und EWS hat das Stößel einen quadratischen Querschnitt. Dies spiegelt das unterschiedliche Konstruktion des Stößels wider. Für dieses Aggregat gibt es noch keine Dokumentation. Laut Websites und Videos hat das Aggregat Arbeitsdrehungen zwischen 400 min^{-1} und 800 min^{-1} und eine Hubgröße von weniger als 70 mm [20]

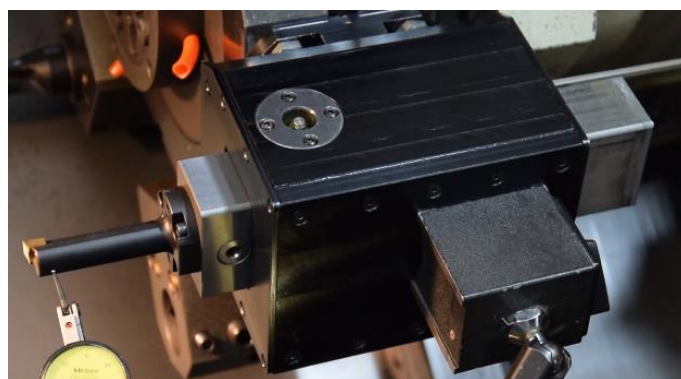


Abbildung 1.11: Gisstec Aggregat für Nutstoßen [21]

MT Marcheti

Der letzte Hersteller von Stoßeinheit ist die italienische Firma MT Marcheti. Diese Firma produziert diese Nuteneinheiten in zwei Größen. Mit einem Hubgröße 50 mm und 25 mm. Es ist auch der einzige Hersteller von Aggregates, dessen Aggregat kein Übersetzungsverhältnis von 1:1 hat. Bei einem Verhältnis von 4:1 ist die Spindeldrehzahl auf 2000 begrenzt. Dieses System verwendet auch nicht die zylindrische Führung, sondern die prismatische Führung des Stößels (Abbildung 1.12) [22]

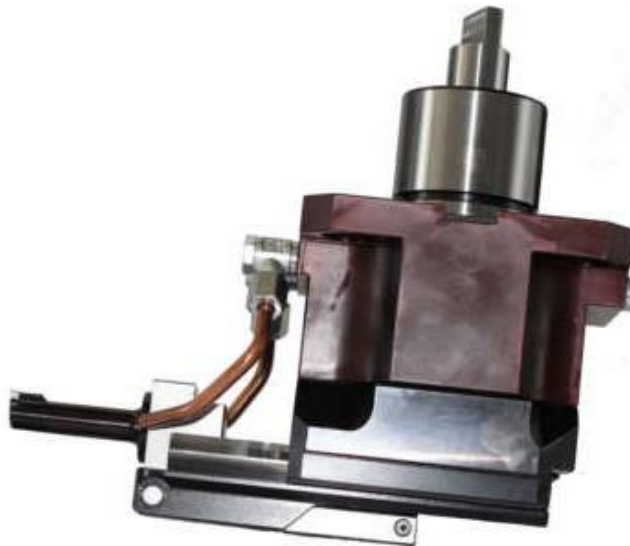


Abbildung 1.12: MT Marcheti Stoßeinheit für Nutstoßen [23]

1.5 Mechanismen des Aggregats

Das Aggregat wird aus mehreren grundlegenden Mechanismen und Teilen bestehen.

- Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung
- Führungen des Stößels
- Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung
- Mechanismus für Wälzbewegung

Die oben aufgeführten sind die wichtigsten Mechanismen, die in dem Aggregat verwendet werden. Für jede aus diesen Mechanismen gibt es verschiedene Arten der Ausführung. In diesem Kapitel werden die Mechanismen kurz beschrieben, um über ihre Vor- / Nachteile gegenüber anderen Mechanismen zu entscheiden. In der Analyse (Kapitel 2) ist entschieden, welcher Mechanismus am besten für die Konstruktion des Aggregats geeignet ist. Nach der Analyse werden die ausgewählten Mechanismen in Kapitel 4 ausführlich beschrieben.

1.5.1 Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung

Ein wichtiger Aspekt einer Stoßmaschinen- oder Stoßaggregatkonstruktion ist die Technologie der Umwandlung der Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung. Dieses Problem betrifft fast alle Maschinen. Bei Umformmaschinen ist das Prinzip in der Übertragung der Drehbewegung des Motors auf die Hauptformbewegung benutzbar. Bei Fräsmaschinen oder Bearbeitungszentren ist die Umwandlung der Rotationsbewegung wichtig für den Antrieb der Maschinenachsen. Bei Stoßmaschinen vermittelt diese Umwandlung die Hauptschnittbewegung. Jeder Prozess erfordert jedoch andere Ergebnisse. Zum Beispiel ist es beim Umformen wichtig, hohe Druckkraft bei niedrigen Geschwindigkeiten zu entwickeln [24]. Beim Stoßen ist es wichtig, hohe Geschwindigkeiten und hohe Frequenzen des Stößels zu erreichen. Bei den Achsen der Maschine ist wichtig, das beste Verhältnis von Genauigkeit und Geschwindigkeit zu erreichen.

In der Einheit es wäre möglich, die Drehbewegung der Spindel in elektrische Energie umzuwandeln.

Linearmotor

Es ist eine nicht rotierende elektrische Maschine, die keine rotierenden Arbeitskomponenten hat. Es ist ein mehrpoliger Motor, dessen Stator und Rotor entlang der Bahn des Mechanismus verlängert sind. Es funktioniert wie ein Standard-Drehmotor nach dem Prinzip der magnetischen Induktion. Der Hauptvorteil des Motors ist das Fehlen von mechanischem Kontakt, der die Positioniergenauigkeit reduzieren kann. Dadurch können die Motoren eine Beschleunigung von 5G und eine Vorschubgeschwindigkeit von $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ erreichen. Der Kaufpreis ist jedoch sehr höher als bei anderen Ausführungsformen. Der Nachteil ist auch die Beschränkung seiner Verwendung. Das Fehlen von mechanischem Kontakt ist ein Problem beim Verwenden bei einer hohen Belastung. An den Maschinenachsen erfolgt die Kraftübertragung nur am Achsantrieb. Ein Linearmotor kann aufgrund der Abwesenheit eines Kontakts diese Kräfte nicht wirksam absorbieren [25].



Abbildung 1.13: Linearmotor mit Führungen [26]

Pneumatischer/hydraulischer Zylinder

Ein pneumatischer Zylinder ist eine mechanische Vorrichtung, um die Kraft der komprimierten Luft auf mechanische Bewegung zu übertragen. Es ist unterteilt in einfachwirkend Zylinder (mit Betrieb in einer Richtung) und doppelwirkend Zylinder (mit Betrieb in beiden Richtungen). Das Prinzip des pneumatischen Zylinders ist einfach. Mit dem doppelwirkenden Zylinder bewegt sich die Luft abwechselnd zu beiden Seiten des Zylinders und gewährleistet so sowohl Vorwärts- als auch Rückwärtsbewegung. Bei einem einfachwirkenden Zylinder wird die Rückhubbewegung durch Feder oder äußere Kraft gelöst.

Der Unterschied zwischen den pneumatischen und hydraulischen Zylindern ist in dem verwendeten Medium. Für pneumatischer Zylinder ist die Luft. Pneumatischer Zylinder hat den Vorteil, dass der er schnell gefüllt werden kann. Deshalb die pneumatischen Kolben höhere Arbeitsgeschwindigkeiten erreichen. Der Hydraulikzylinder hat ein Medium, das weniger kompressibel ist. Daher der Hydraulikzylinder hat größere Druck- oder Zugkraft. Der Nachteil beider Zylindertypen ist die Notwendigkeit der Pumpe und die relativ hohe Komplexität der Peripherie [27]



Abbildung 1.14: Doppelwirkender Hydraulikzylinder [28]

Mechanische Übertragung

Es gibt verschiedene Arten der Umwandlung der Drehbewegung des Elektromotors in der Translation Bewegung. Der folgende Abschnitt listet häufig verwendete Systeme im Maschinenbau auf.

Kugelgewindetriebe

Die Kugelgewindetriebe werden sehr oft zum Antreiben der Maschinenachse verwendet. Kugeln werden als rollendes Element zwischen der Schraube und der Mutter verwendet. Dadurch hat die Kugelgewindetriebe einen höheren Wirkungsgrad und ein geringeres Drehmoment als die Bewegungsschraube. Schrauben und Muttern werden meistens aus Chromstahl hergestellt. Gewinderillen werden gerollt (am genauesten), abdrehen oder geschliffen zu werden. Anschließend sind sie härten. Die maximale Länge der Kugelgewindetriebe beträgt 6 m. Bei längeren Vorschüben ist die Verwendung einer Kugelgewindetriebe aufgrund ihrer großen Länge und ihres Gewichts ungeeignet [29]

Schubkurbelgetriebe

Der Kurbelmechanismus wird verwendet, um in lineare Bewegung oder in eine Rotationsbewegung umzuwandeln. Die Verwendung des Kurbelmechanismus ist in Motoren, Pumpen oder Kompressoren. Hier wandeln sich die lineare Bewegung des Kolbens in dem Zylinder zu rotatorische Bewegung durch Kurbelwelle um. Kurbelmechanismen sind auch in den Maschinen weit verbreitet. Bei Formmaschinen ist dies das häufigste System zum Umwandeln der Drehbewegung des Motors in die lineare Bewegung des Stößels.

Der Mechanismus besteht aus drei miteinander verbundenen Kernteilen.

Kurbel

Der Kurbel wird verwendet, um die lineare Bewegung in eine Drehbewegung (oder umgekehrt) umzuwandeln. Im Prinzip es sind 2 Wellen mit einer anderen Drehachse. Der doppelte axiale Abstand ist die Höhe des Hubs. Eine Welle, die sich nicht in der Kurbelwellenachse befindet, wird Kurbelzapf genannt.

Pleuel

Die Pleuel überträgt die Bewegung des Kolbens auf die Welle. Sie führt eine allgemeine Bewegung durch. Die Pleuel ist der Teil des Mechanismus, in dem sich die Bewegung ändert.

Kolben

Der Kolben führt eine hin- und hergehende Bewegung zwischen dem oberen und unteren Totpunkt (der extremen Position des Kolbens) in dem Zylinder aus.

Es gibt 2 Arten von Kurbelmechanismus-Designs.

Kurz: Ein verkürzter Mechanismus wird für einfachwirkenden Maschinen verwendet. Einfachwirkende Maschinen sind solche, bei denen der Druck des Arbeitsmittels auf einer Seite des Kolbens wirkt. Die gebräuchlichste Verwendung dieses Kurbelmechanismus ist für Standard-automobilmotoren.

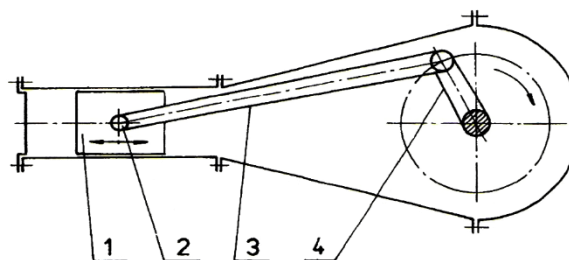


Abbildung 1.15: Teile der verkürzte Kurbelmechanismus
1- Kolben, 2- Bolzen, 3- Pleuel, 4- Kurbel [30]

Gelenkmechanismus

Es gibt viele Konstruktion Arten von Gelenkmechanismen. Immer mindestens 4 Teile miteinander verbinden mit Gelenke. Einer der Teile ist der bewegungslose Rahmen des Mechanismus. Die anderen Teile auf ihm bewegen sich. Alle Punkte beweglicher Elemente beschreiben unterschiedliche Trajektorien. Die Gelenkmechanismen sind zum Beispiel in der Textil- und Agrartechnik benutzen.

Typische Gelenkmechanismen sind Viergelenkketten. Dieser Mechanismus wandelt die Drehbewegung der Kurbel in eine Kipphebelbewegung um [36]

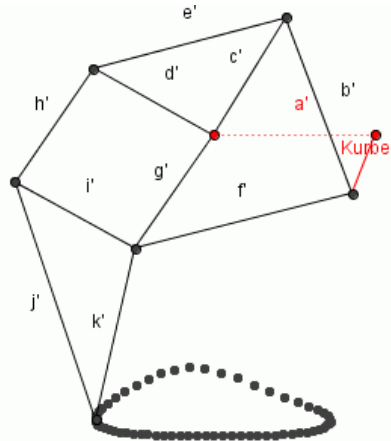


Abbildung 1.17: Achtgelenkkette mit linearer Bewegung und beschleunigte Rückbewegung [37]

Vorteilen den Gelenkmechanismen sind einfache Herstellung und viele Arten des Mechanismus. Nachteilen sind große Masse, Notwendigkeiten für Raum, große Trägheitskräfte und kleine Genauigkeit.

Schwingende Kurbelschleife

Der Schwingende Kurbelschleife wird verwendet, um eine lineare (zyklische) Bewegung (typischerweise in horizontalen Stoßmaschinen) zu erhalten. Das Bewegen in eine Richtung ist schneller als das Bewegen in die entgegengesetzte Richtung. Die Bewegung wird über zwei rotierende und zwei verschiebbare Glieder übertragen. Der Mechanismus besteht aus einer Kurbel, einer Schubbahn, einem Pleuel und zwei Drehgelenken. Wenn die Kurbel gedreht wird, wird die Position des Drehgelenks auf der Schubbahn bewegt. Dies ändert auch die Größe der Kurbel, so dass höhere Geschwindigkeiten in Rückwärtsbewegung erreicht werden. [38]

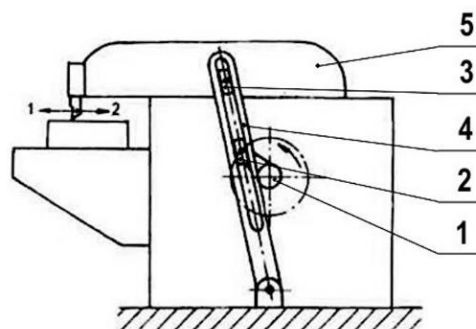


Abbildung 1.18: Schwingende Kurbelschleife in der horizontalen Stoßmaschine [39]

Kurvenscheibe

Der Kurvenscheibe-mechanismus ermöglichtes, die Drehbewegung des Kurvenscheibe in eine lineare oder rotierende Bewegung des Hebels mit beliebiger Beschleunigung, Geschwindigkeit oder Verlauf des Hubs umzuwandeln. Kurvenscheibe ist auch bekannt als Nocke. Die Nocken-anwendung ist am meisten für Automobile bekannt, bei denen das Ventilheben funktioniert. Die Gestaltung des Nockenprofils muss den erforderlichen Verlauf, die Beschleunigungskontinuität und die Zuverlässigkeit sicherstellen.

Die Nocken sind in radiale Nocken (mit oder ohne Nutführung), Zylinder, Trommel und Globoid unterteilt.

Der Radialnocken hat zwei Seiten, die symmetrisch oder asymmetrisch zueinander sein können. Die Form des Nockens ergibt sich aus der Hubkurve des Hebels. Die Vorderseite des Nockens sorgt für die Vorwärtsbewegung des Hebels und die abfallende Seite des Nockens, um in die Ausgangsposition zurückzukehren.

Ein Hebel ist ein zweiter Teil der Kurvenscheibe. Es ist eine Komponente, die die Form des Nockens kopiert und in eine Translations- oder Drehbewegung (zum Beispiel Kipphebels) übersetzt. Die Form und die Konstruktion des Hebels unterscheiden sich von der gewünschten Anwendung. Die Grundtypen sind flach und abgerundet. Hebel kann ein Lager verwenden.

Bei der Konstruktion der Kurvenscheibe hat die Beschleunigung große Bedeutung. Schnell steigende positive Beschleunigung verursacht übermäßigen Abnutzung und übermäßigen Lärm. Bei einer großen negativen Beschleunigung können Hebel und Nocken getrennt werden. Das verursacht Stöße, Lärm und Vibrationen [40]



Abbildung 1.19: Verschiedene Arten von Kurvenscheiben
von links: geteilte Kurvenscheibe, Trommelkurve, Globoidkurve [41]

Es gibt einige grundlegende Nockenformen, die bei der formen des kurve einteilen.

Tangential Kurvenscheibe

Die Form des Nockens wird durch zwei tangential verbundene Kreise bestimmt. Die Verwendung einer Strecke in einem Profil verursacht Diskontinuitäten bei Geschwindigkeit und Beschleunigung, wenn ein flacher Hebel verwendet wird. Daher wird diese Kombination nicht verwendet. Der Hebel wird hauptsächlich mit einem Lager verwendet [42]

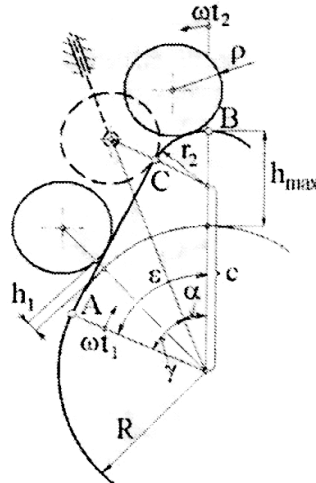


Abbildung 1.20: Zeichnung der tangential Kurvenscheibe [43]

Dreiarmlige Kurve

Der Grund der Nockenform bildet den Grundkreis und den Kreis der Nockenspitze. Sie sind durch einen Bogen verbunden. Um einen allmählichen und fließenden Übergang vom Grundkreis zur Nockenspitze und zurück zu schaffen, wird das Profil durch zusätzliche Bögen ergänzt. Sie haben die Aufgabe sicherzustellen, dass der Anfangs- und Endhub eine minimale Beschleunigung haben [42]

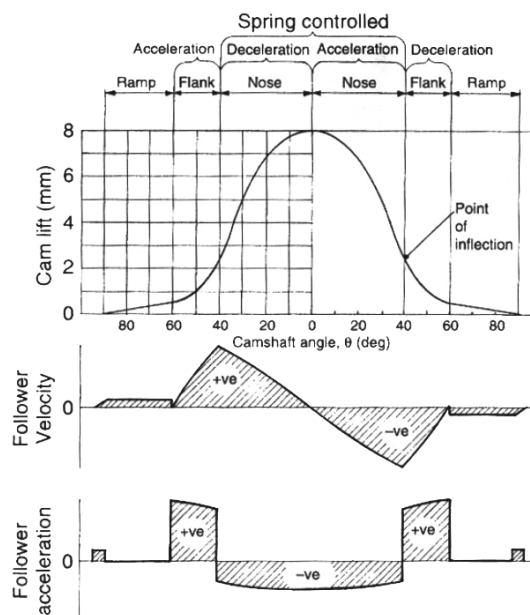


Abbildung 1.21: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der dreiarmligen Kurvenscheibe [43]

Konstante Geschwindigkeitsnocken

Das einfachste Nockenprofil hat einen Hub mit linearer Geschwindigkeitsverlauf. Der Nachteil dieses Profils ist die theoretische endlose Beschleunigung an den Übergangspunkten des Grundkreises bis zum Teil der konstanten Geschwindigkeit. Einfache Profilnocken (auch bei niedrigen Drehzahlen) setzen die Stößel stark unter Druck. Dies wird von Lärm und Verschleiß der Nocken begleitet. Ein weiterer Nachteil ist die Notwendigkeit starker Federn (um eine Unterbrechung der Verbindung zwischen dem Hebel und der Nocken zu verhindern) [42].

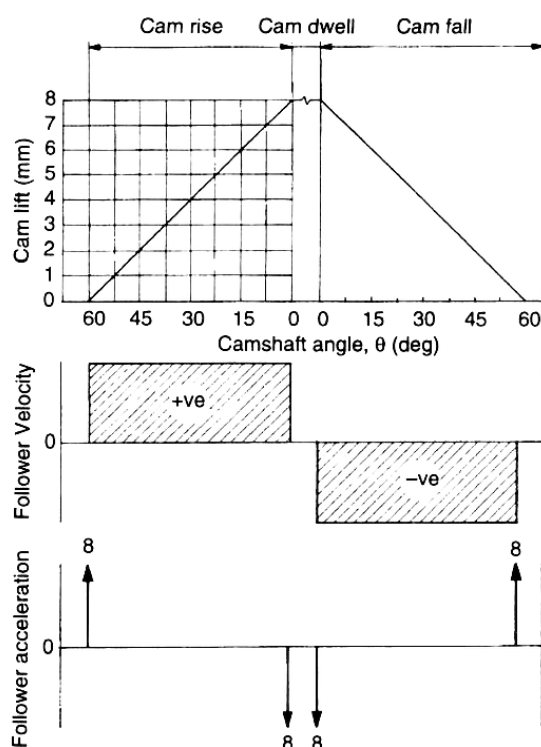


Abbildung 1.12: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der konstanten Geschwindigkeitsnocke [42]

Konstante Beschleunigungsnocken

Diese Kurve wird auch parabolisch genannt, weil das Profil aus zwei parabolischen Bögen besteht. Das Nockenprofil wird erhalten, indem der Drehwinkel und der Hub des Nockens in die gleiche Anzahl von Bereichen geteilt werden. Horizontale und vertikale Linien werden durch Teilungspunkte geführt. Das konstante Verzögerungsprofil bietet die geringste maximale Beschleunigung von allen Profilen der Nocken [42].

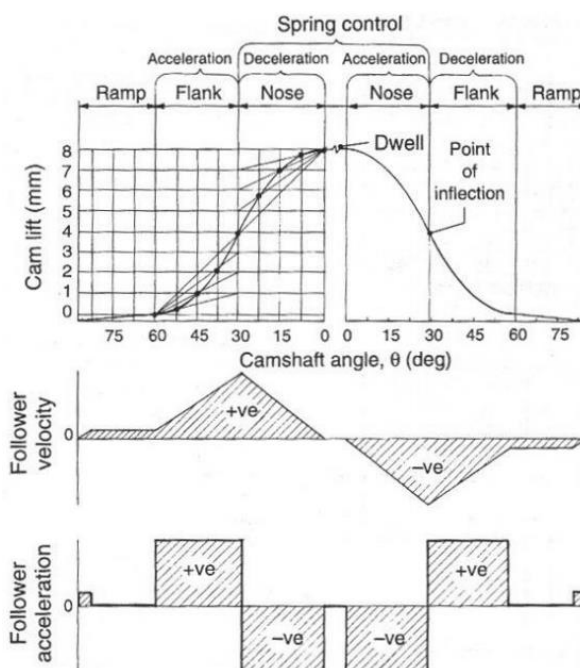


Abbildung 1.23: Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung Verlauf der konstanten Beschleunigungsnocken [42]

Harmonische Nocken

Das Nockenprofil bildet Bögen (mit unterschiedlichem Halbmesser) und Grundkreisen. Der Name dieses Profils stammt von Gleichungen, die Hub, Geschwindigkeit und Beschleunigung ausdrücken (die nur harmonische Komponenten enthalten). Diese Gleichungen gelten nur für den Anschluss an einem flachen Hebel [42].

Zykloide Nocken

Das Zykloidprofil des Nockens entsteht, wenn der Umfang des Kreises gleich dem Hub des Hebels ist. Die Geschwindigkeit des Hebels steigt im ersten Teil des Nockens langsam an, beschleunigt und verlangsamt sich dann wieder vor seinem Maximum am Wendepunkt. Die Verlangsamung ist ähnlich. Dieses Profil zeichnet sich durch eine sehr geringe Anfangs- und Endbeschleunigung aus. Diese Art von Nocken muss sehr präzise hergestellt werden, um die gewünschten Eigenschaften zu erreichen [42].

1.5.2 Führung des Stößels

Führung des Stößels ist ein weiterer Teil des Mechanismus. Der Führung muss eine ausreichende Steifigkeit in der radialen Richtung und eine minimale Reibung in der axialen Richtung bereitstellen.

Gleitführung [44]

Gleitführung ist der älteste Typ der Führung. Diese Führung kann je nach Reibung in 3 Arten unterteilt werden. Die Gleitführungen kann in mehreren Versionen hergestellt werden. Zum Beispiel Rechteckführung, Schwalbenschwanzführung, Prismenführung, Dachführung usw.

Hydrodynamisch

Hydrodynamische Führungen wurden weitgehend durch hydrostatische Führungen ersetzt. Das Führungsprinzip ist einfach. Das Öl wird vor dem geladenen Ort zugeführt. Dies wird anschließend an die erforderliche Stelle geführt, wo es eine kontinuierliche minimale Schmiermittelschicht bildet.

Hydrostatisch

Die charakteristischen Merkmale der hydrostatischen Führungen werden durch eine garantierte Flüssigkeitsreibung mit einem Reibungskoeffizienten von nahezu Null erreicht. Reibungskoeffizient steigt mit der Geschwindigkeit an. Öl wird in die Führung zu einer belasteten Stelle geführt, wo es beide Teile der Führung hydrostatisch drückt.



Abbildung 1.24: Verschiedene Arten von hydrostatischer Führung [45] [46]

Führungen mit halbtrockenen Reibungen

Die Berührungsflächen sind geschmiert, aber eine nahezu kontinuierliche Schmiermittelschicht verhindert nicht den direkten Kontakt der Materialien. Bei diesen Führungen werden Schmierstoffe über längere Zeit aus den Kontaktbereichen verdrängt. Das wird es verursachen beim Anfahren wie Trockengleitführungen verhalten können.

Führungen mit trockener Reibung

Die Oberflächen sind nicht mit Gleitmittel behandelt und es besteht ein ebener Oberflächenkontakt der Materialien. Diese Führungen haben den größten Reibungswiderstand. Aufgrund ihrer hohen Tragfähigkeit werden die Gleitführungen für große Maschinen verwendet. Sie wurden zu einem großen Teil durch Linearwälzführungen ersetzt.

Lineare Wälzführungen [47]

Lineare Wälzführungen sind Teil einer Gruppe von Walzführungen, die Kräfte durch Rollenelemente (Kugeln, Rollen usw.), die sich zwischen zwei beweglichen Teilen befinden, übertragen. Aufgrund seiner Vorteile gegenüber der Gleitführung wird diese Art von Führung für eine große Anzahl von Werkzeugmaschinen verwendet. Diese Führung ersetzt die Gleitführung für Anwendungen, die eine hochpräzise Positionierung erfordern. Das Prinzip besteht darin, dass die Rollenelemente auf dem im Wagen erzeugten Weg rollen. Dieser Wagen ist an einem Teil befestigt, der sich entlang der Schiene durch eine Anzahl dieser Elemente bewegt.

Führungen können auch durch die verwendeten Kugeln-, Rollen- und Nadelrollen unterschieden werden. Im Allgemeinen ist für höhere Geschwindigkeiten besser Kugeln geeignet. Für größere Tragfähigkeit ist jedoch die Rollen bevorzugte.

Die Wälzkörper können in zwei Grundformen X und O angeordnet sein. Die Wahl der geometrischen Anordnung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Momente- und Kraftübertragung. Bessere Eigenschaften bei der Drehmomentaufnahme hat eine O-förmige Führung, da sie einen größeren inneren Abstand der Kugeln aufweist.



Abbildung 1.25: Lineare Wälzführungen in verschiedenen [48]

Linearwälzlager [49]

Linearwälzlager sind eine spezielle Art von Lager. Diese Lager haben eine Umlaufbahn um den Umfang und erlauben somit eine axiale Bewegung auch mit drehen. Sie werden oft zur Führung von Stangen verwendet (als Alternative zum Gleitlager). Diese Lager werden in einer großen Anzahl von Konstruktionen und Durchmessern hergestellt.



Abbildung 1.26: Linearwälzlager mit Durchmesser 40mm [50]

Lineargleitlager [51]

Lineargleitlager haben die gleichen Abmessungen wie Linearwälzlager. Sie sind aus einer speziellen Art von Polyethylen hergestellt. Unter normalen Bedingungen sind sie selbstschmierend. Lineargleitlager sind für Anwendungen mit hohen Stoßbelastungen oder Vibrationen ausgelegt. Sie sind auch für Anwendungen mit hoher Beschleunigung, Belastung und hohen Geschwindigkeiten geeignet, in denen sie eine längere Lebensdauer haben als Linearkugellager. Ihr Nachteil ist eine höhere Reibung als bei Wälzlagern.



Abbildung 1.27: Lineargleitlager [52]

1.5.3 Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung

Wie bereits in Kapitel 1.2.2 beschrieben, führt das Werkzeug keinen Schnittbewegung, wenn das Werkzeug rückwärts bewegt wird. Um einen Kontakt zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug zu vermeiden, verwenden Maschinenhersteller einen Mechanismus, der das Werkzeug von dem Werkstück ablenkt, wenn es sich rückwärts bewegt. Dies verhindert einen unbeabsichtigten Kontakt, beispielsweise aufgrund von Vibrationen der Maschine.

Die Anforderungen an diesen Mechanismus sind so, dass der Stößel um eine kleine Strecke (0,1 mm - 0,7 mm) ausgelenkt werden muss und am Ende der Rückbewegung wieder in seine ursprüngliche Position zurückkehrt. Der Mechanismus muss direkt von der Spindeldrehzahl abhängen, um seine ordnungsgemäße Funktion zu erreichen. Im Prinzip ist es die Verwendung eines der im Kapitel 1.5.1 aufgeführten Mechanismen. Wir suchen einen Mechanismus mit einstellbarer Positionierung, kleinen Einbaumaßen und schnellem Lauf. Dank dieser Anforderungen wählen wir nur aus einem pneumatischen Zylinder oder einem Nocken.

Es ist möglich, diesen Systemen einen auf dem Solenoid basierenden Mechanismus hinzuzufügen. Der Elektromagnet würde den Mechanismus im gewünschten Moment ziehen und die Feder würde ihn danach zurückbringen.

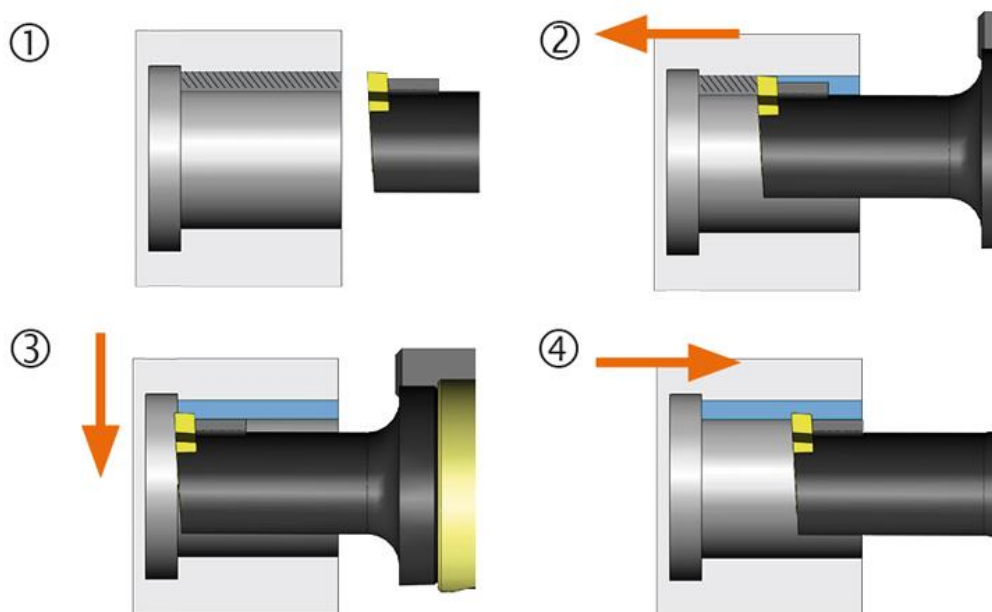


Abbildung 1.28 Darstellung der Bewegungen des Werkzeugs bei dem Stoßen
1 Anfang der Bewegung, 2- Schnittbewegung,
3- Werkzeugablenkung 4- Rückbewegung [53]

1.5.4 Mechanismus für Wälzbewegung

Das System für Wälzbewegung ist der komplexeste Mechanismus der gesamten Einheit. Der Umfangsgeschwindigkeit des Werkzeugs soll gleich wie der Umfangsgeschwindigkeit des Werkstücks. Der Mechanismus muss daher eine präzise Drehbewegung des Werkzeugs bei dem Stoßen vorsehen. Die Wälzgeschwindigkeit des Werkzeugs ändert sich. Seine Größe ergibt sich aus Anzahl der Zähne des Werkstücks und der Anzahl der Zähne des Werkzeugs. Ein anderes Problem ist die Verbindung des Drehmechanismus mit dem Stößel. Daher wird dieses Kapitel als zwei Subsysteme behandelt.

$$\omega_{wz} = \frac{Z_{wst}}{Z_{wz}} = \omega_{wst} \quad (13)$$

Ausführung der Wälzbewegung

Es gibt mehrere Möglichkeiten, diese Bewegung zu gewährleisten.

Feste Übertragung

Eine der Möglichkeiten, die Wälzbewegung zu gewährleisten, besteht darin, die feste Übersetzung zwischen der Spindel und Stößel zu bestimmen. Diese Methode hat den Nachteil, dass ein potentieller Kunde mehrere Aggregate zur Herstellung mehrerer Zahnradtypen besitzen müsste. Auf der anderen Seite ist es absolut wartungsfrei und hat die einfachste Konstruktion. Ein weiterer Vorteil ist eine sehr sichere Überweisung.

Das Getriebe besteht aus mehreren Teilgetrieben. Geeignet für diesen Einsatz ist die Verwendung eines Planetengetriebes oder eines Schneckengetriebes. Beide Arten haben ein hervorragendes Verhältnis: Abmessungen / Getriebeübersetzung. Planetengetriebe sind ebenfalls einfach verfügbar und müssen nicht vollständig entworfen werden.

Wechselzahnräder

Durch den Einsatz von Wechselzahnradern kann ein anderes Übersetzungsverhältnis erreicht werden. Das System ist in der Maschinenkonstruktion bekannt. Wälzfräsmaschinen verwenden dieses System, um die korrekte Werkstückgeschwindigkeit relativ zum Fräser sicherzustellen. Das Prinzip besteht darin, dass mindestens ein austauschbares Zahnrad zwischen zwei festen Zahnradern angeordnet ist. Dieses Zahnrad hat für jedes Übersetzungsverhältnis eine andere Anzahl von Zähnen. Eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses beschleunigt oder verlangsamt die Wälzbewegung. Das Problem in der Konstruktion ist die Befestigung der Wechselradachse. Die Achse muss sich entsprechend der Zahnradgröße an verschiedenen Orten befinden. In den meisten Fällen ist es eine Schiene, an der die Achse verschraubt ist. Das Ändern des Rads auf einen anderen Durchmesser ändert nur die Position der geschraubten Achse.

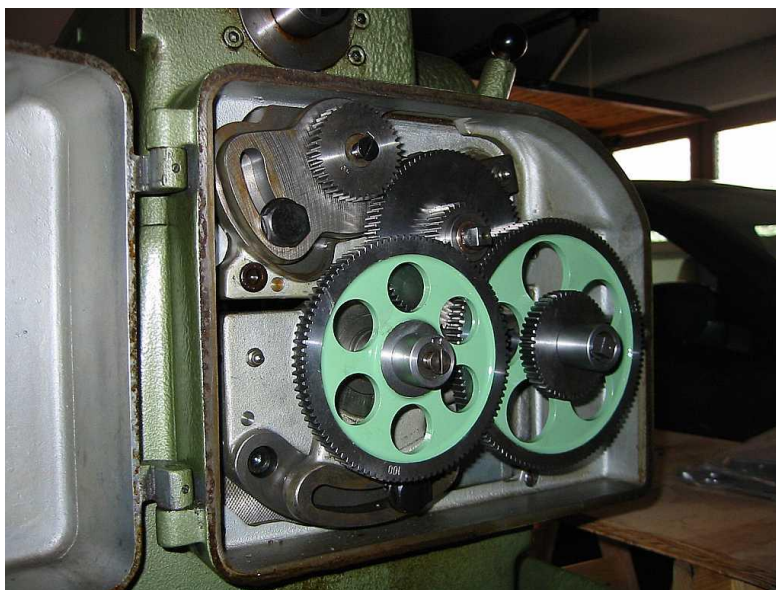


Abbildung 1.29: Getriebe und Wechselräder für Drehmaschine Schaublin SV 102 [54]

Stufenlose Getriebe [55]

Stufenlose Getriebe sind in der Praxis in einigen Arten von Motorrädern oder Autos verwendet. Je nach der Methode der Umwandlung wird sie in mechanische, hydrodynamische und elektrische unterteilt. Hydrodynamische Systeme sind nach ihrem Prinzip sehr komplex und groß. Mechanische Systeme werden auch als Variator genannt. Gemäß der Konstruktion sind zwei Grundtypen von Mechanische Stufenlose Getriebe unterteilt.

Mit Paaren konischer Räder

Das Prinzip ein stufenloses Getriebe mit Kegelradpaares ist die Übertragung von Drehmoment und Drehzahl durch einen Riemen. Er befindet sich zwischen zwei Paaren von konischen Rädern, die die Nut zum Führen des Riemens bilden. Durch Ändern des Abstands zwischen den Kegelrädern (auf der Antriebs- oder der angetriebenen Seite) ändert sich das Übersetzungsverhältnis (weil der Riemen an unterschiedliche Durchmesser ist).

Der Vorteil dieser Konstruktion ist, dass mit kompakten Abmessungen die Getriebefunktion erreicht werden kann.

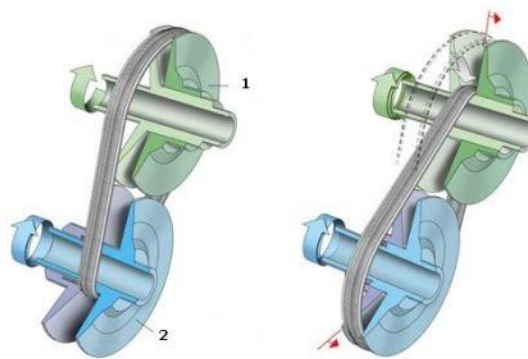


Abbildung 1.30: Prinzip des Variators mit Paaren konischer Räder [56]

Mit Gegenüber Kegelräder

Die Übertragung ist mit einem Zwischenrad realisieren, Das zwischen den Kegeln bewegt wird. Wenn das Zwischenrad an den größten Radius eines Konus ist, ist es an dem kleinsten Radius des zweiten Konus und umgekehrt. Durch Ändern der Position des Zwischenrads kann das Übersetzungsverhältnis geändert werden. Die Achse, auf der das Zwischenrad bewegt wird, ist fixiert.

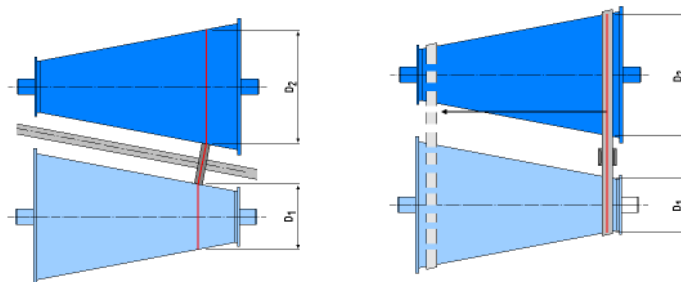


Abbildung 1.31: Variatoren mit gegenüberliegenden konischen Rädern, links: mit Riemenübertragung, rechts: mit Zwischenradübertragung [57]

Elektrische Übertragung von Leistung [58]

Die elektronische Übertragung von Leistung wird am häufigsten in großen Maschinen verwendet. Im Wesentlichen handelt es sich um die Übertragung von Energie von der primären Energiequelle (meistens Motor) zu dem Antrieb über elektrische Energie. Die primäre Quelle ist mit einem elektrischen Generator verbunden, der den Strom in einen elektrischen Motor umwandelt. Motor umwandelt elektrische Energie zurück in mechanische Bewegung. Dank der Steuerung ist es einfach, die Übersetzung des gesamten Systems zu ändern. Der Vorteil dieses Systems ist das einfache Reversieren, hohe Effizienz und einfache Änderung der Geschwindigkeit auf dem Ausgangselement (Antrieb). Der Nachteil ist die Gesamtkomplexität des Systems, schwierige Synchronisation und der höhere Kaufpreis.

Externes Laufwerk

Eine andere Möglichkeit, den Mechanismus zu antreiben, besteht darin, ein externes Laufwerk zu platzieren. Dieser Antrieb besteht aus einem Schrittmotor und einer zugehörigen Steuerung. Da dem Stoßaggregat keine elektrische Energie zugeführt wird, muss der externe Antrieb vom Bearbeitungszentrum mit Strom versorgt werden. Die Motorsteuerung ist direkt mit der Maschinensteuerung verbunden. Dieses System hat große Aufbauabmessungen und eine Nachfrage nach Strom- und Signalgzugriff.

Verbindung des Drehmechanismus mit dem Stößel

Die Verbindung des Stößels und des Drehmechanismus ist kompliziert, da der Drehmechanismus eine feste Position hat. Dies bedeutet, dass Mechanismus die Drehbewegung in einen Stößel (der auch linear Bewegung macht) umzuwandeln muss. Dies ist eine Kombination aus translatorischer und rotierender Bewegung. Eine weitere Komplikation ist, dass jeder Rückbewegung das Stößel ablenkt, während das Zahnrad, das diese Bewegung trägt, in der unveränderten Position ist. Der Mechanismus muss in der Lage sein, diesen Winkelunterschied während der gesamten Bewegung zu überwinden.

Mechanismus der Führung

Es gibt drei Möglichkeiten, eine Führung durchzuführen. Eine der Möglichkeit besteht darin, eine Miniatur-Linearwälzführung in dem Stößel einzusetzen. Die Wälzführung kann Radialkraft übertragen und gleichzeitig eine axiale Verschiebung gewährleisten. Mit der Entwicklung der Linearführung hat die Forderung nach Miniaturisierung des Gesamtsystems zugenommen. Zum Beispiel bietet Schneeberger bis zu einer Länge 10mm, einer Höhe von 4 mm und einer Breite von 7 mm [59]. Diese Führungen hat ausreichende klein Dimensionen, um in den beweglichen Stößel zu passen.



Abbildung 1.32: Schneeberger MINIRAIL [60]

Eine zweite Ausführungsform besteht darin, eine Profilleitführung in dem Zylinder vorzusehen. Die Herstellung dieser Führungen ist einfach und kostengünstig. In dem Zylinder würde eine Nut entstehen, in der der Hebel (zum Beispiel in form der Steg) später gefahren wird.

Die dritte Version ist eine Miniatur-Gleitführung zu verwenden. Diese Führung wird in ähnlichen Formen und Größen wie Miniatur-Wälzführungen gefunden [61]. Der Unterschied besteht darin, dass die Bewegung über eine Gleitfläche aus Spezialkunststoff übertragen wird. Der Vorteil diese Führung ist, dass es größeren Beschleunigungen und Geschwindigkeiten standhält.

Verbindung der Führung mit Antrieb

Das Problem, mit dem sich dieser Mechanismus befasst, ist die Änderung der axialen Position beide Teilen des Systems (Antriebsrad und Führung). Wenn das Stößel Rückbewegt, gibt es einen Offset, der den Mechanismus überwinden muss. Dieses Problem ist seit langem aus der Automobilindustrie bekannt. Die Räder des Autos sind unabhängig voneinander aufgehängt und müssen in allen Positionen mit Motorkraft versorgt werden. Verschiedene Systeme von Gleichlaufgelenken werden für diese Ausführungsform verwendet.

Das Gleichlaufgelenk (oder Homokinetisches Gelenk) ist eine Art von Verbindung, die die Übertragung von Kraft und Geschwindigkeit, zwischen der Antriebs- und der abgetriebene Welle ermöglicht und dabei die gleiche Winkelgeschwindigkeit beibehält.

Normalerweise werden diese Arten von homokinetischer Gelenker häufig verwendet: Kardangelenk, Bendix-Weiss, Rzeppa, Tracta und Tripod. Bei kleinen Abweichungen (bis 7°) werden auch flexible Kupplungen, meist Hardy-Kupplungen, verwendet.

Kardansgelenk [62]

Es ist wahrscheinlich das älteste Gerät zur Übertragung von Drehbewegungen zwischen Wellen in verschiedene Positionen. Das Gerät besteht aus zwei Wellen mit gabelförmigen Enden, die durch ein Zwischenstück mit gekreuzten Achsen in einem Winkel von 90° miteinander verbunden sind. Dieses Gelenk ist nicht homokinetisch. Die Drehrichtung wird während des Drehens beibehalten, jedoch ändert sich die Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Welle während einer Umdrehung. Die Geschwindigkeitsabweichung hängt vom gegenseitigen Winkel der Wellen ab. Im 17. Jahrhundert entdeckte Robert Hook diese Abweichung und fand heraus, dass bei zwei um 90° verdrehten Kardangelenken die Abweichung unterbrochen wurde. Diese Anordnung von zwei Kardanen ist die einfachste Art von homokinetischem Gelenk.



Abbildung 1.33: Doppel Kardangelenk [63]

Bendix-Weiss Gelenk [62]

Die Bendix-Weiss-Gelenke verwenden als Übertragungselement 4 Kugeln, die in geraden Bahnen liegen. Das gesamte System wird von einer mittleren Kugel getragen, die gebohrt wird und das Gelenk verbindet. Die Kugeln führen hier eine Translationsbewegung aus und übertragen die Geschwindigkeit durch die Bahnen.

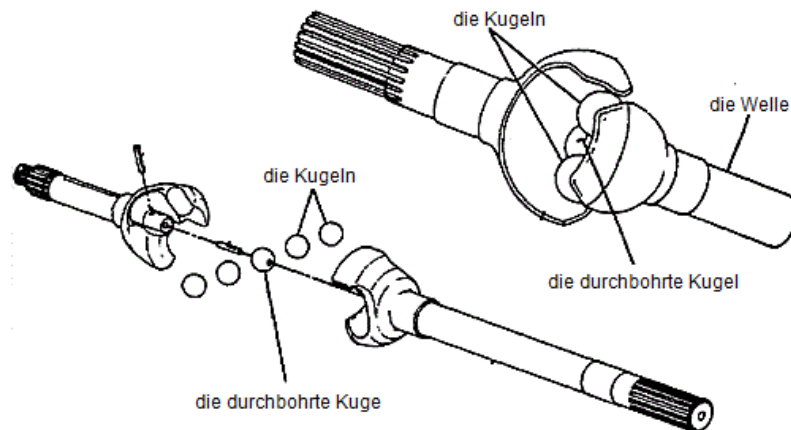


Abbildung 1.34: Teile des Bendix-Weiss Gelenk [64]

Rzeppa Gelenk [62]

Rzeppa Gelenke (nach dem Erfinder von Alfred Rzeppa benannt) verwenden auch Kugeln (meistens 6), die als Übertragungselement in gerade Bahnen verlaufen. Sie erlauben einen Bewegungswinkel bis zu 45° . Die Kugeln tragen hier eine Translationsbewegung und übertragen die Geschwindigkeit durch die Bahnen. Es ist derzeit das am weitesten verbreitete homokinetische Gelenksystem aufgrund seiner geringen Größe und Fähigkeit, Kraft trotz eines großen Winkels zu übertragen. Typische Verwendung des Gelenks ist an der Vorderachse des Autos.



Abbildung 1.35: Rzeppa Gelenk mit 8 Kugeln [65]

Tracta Gelenk [62]

Die Tracta Gelenke verwenden keinen Rollkontakt für das Übertragung der Drehmoment, sondern Gleitkontakt. Das System besteht aus zwei Gabeln und zwei halbgelenkten Schlitten. Diese Verbindung hat einen hohen Wirkungsgrad und hohe Schmieranforderungen.



Abbildung 1.36: Teile des Tracta Gelenk [66]

Tripod Gelenk [62]

Dieses Gelenk besteht aus einem dreizackigen Stern, der mit seiner Innenverzahnung an der Außenverzahnung der Eingangswelle befestigt ist. Der dreizackige Stern hat drei um 120° versetzte Zapfen, auf denen die Führungsplatten in Nadellagern sitzen. Diese Führungsplatten sitzen in den Führungen im Gehäuse. Das Gehäuse ist mit der zweiten Welle verbunden.

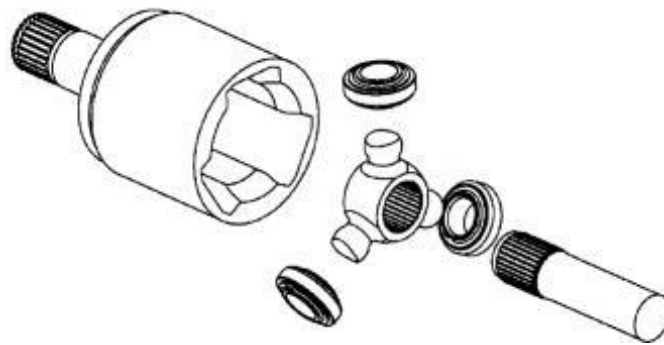


Abbildung 1.37: Teile des Tripod Gelenk [67]

Hardyscheibe [68]

Die Hardyscheibe ist eine flexible Verbindung aus zwei coaxialen Wellen. Da die Hardyscheibe flexibel ist, können die Wellen leicht um bis zu 7 Grad abgelenkt werden. Scheibe hat als ein flexibler Gummiring mit 4 oder 6 Löchern, verstärkt mit Stahlbuchsen. Scheibe ist auf jeder Seite verschraubt. Diese Scheibe werden dann direkt an den Wellen befestigt.



Abbildung 1.38: Hardyscheibe mit 6 Löchern [69]

2 Analyse geeigneter Mechanismen

In der Analyse geeigneter Mechanismen wird untersucht, welche Methode der einzelnen Mechanismen in der Konstruktion verwendet wird. Es wird eine Lösung ausgewählt, die die für einen bestimmten Mechanismus vorgegebenen Anforderungen am besten erfüllt. Anforderungen werden ein Gewicht zugewiesen. Die anschließende Auswertung erfolgt mit den Marken 1-5 - gemäß Tabelle 2.1. Die Marke des Mechanismus für eine individuelle Anfrage wird dann mit dem Gewicht des Mechanismus multipliziert. Die resultierende Zahl ist die Summe aller Werte.

Erklärung	Marke
Nicht für den Stoßeinheit geeignet - entspricht nicht den Parametern	1
Nicht für den Stoßeinheit geeignet - kompliziert gegen andere Mechanismen	2
Anwendbar	3
Geeignet für den Stoßeinheit – Abgrenzung bei der Verwendung	4
Geeignet für den Stoßeinheit - erfüllt die Anforderungen vollständig	5

Tabelle 2.1: Erläuterung der Auswertung der Mechanismen.

2.1 Analyse des Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung

In diesem Teil der Arbeit werden alle Methoden zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung verglichen. Zuerst wird benötigt die Anforderungen für diesen Mechanismus zusammenzufassen:

- Kleine Einbaumaße
- Einfachheit des Mechanismus
- Sichert der Schnittgeschwindigkeit
- Geringer Wartungsaufwand
- Kontinuierliche Geschwindigkeitskurve
- Ausreichender Hub des Mechanismus

Um das geringste Gewicht und die geringste Aggregatgröße zu gewährleisten, sind kleine Bauanforderungen die grundlegenden Kriterien. Bei größtmöglicher Kompaktheit des Aggregats ist es möglich, bei einer späteren Verwendung ein größeres Werkstück bearbeiten. Außerdem wird ein möglicher Kontakt mit einem anderen Teil der Maschine vermieden.

Die Einfachheit des Mechanismus hängt mit den Installationsmaßen zusammen. Komplexe Mechanismen haben oft große Dimensionen. Es gibt auch eine Anforderung, dass der Mechanismus mechanisch ist. Da der Strom nicht in das Gerät fließt, muss das Gerät nur mit einem einzigen Eingangsparameter (Spindeldrehzahl) arbeiten können. Dem Aggregat Strom hinzuzufügen wäre zu schwierig sein.

Um die Schnittgeschwindigkeit zu gewährleisten, muss der Mechanismus, wie bei die meisten kleinen Stoßmaschinen [74], nahtlos mit einer maximalen Frequenz von 3000 Dh/min arbeiten können.

Geringe Wartungsanforderungen sind für den Kunden wichtig. Der Mechanismus sollte zumindest Teile wie möglich sein. Die Einhaltung der Einfachheit des Mechanismus führt zu einer geringen Anzahl potentiell problematischer Teile.

Eine weitere Anforderung ist einen konstanten Geschwindigkeitsverlauf sicherzustellen. Für den Bearbeitungsprozess ist es bevorzugt, dass ein Werkzeug eine Schneidebewegung mit konstanter Geschwindigkeit ausführt. Eine Änderung der Schnittgeschwindigkeit wirkt sich nachteilig auf der Lebensdauer des Werkzeugs aus. Daher sollte der Mechanismus sicherstellen, dass die Geschwindigkeitskurve wie flach wie möglich ist.

Die letzte Anforderung an dem Mechanismus ist, dass das Mechanismus einen ausreichenden Hub (bei die kompakten Bauanforderungen) gewährleistet. Für Hersteller von Werkzeugmaschinen mit einem Werkzeug bis zu einem Durchmesser von 120 mm eine Standardhubgröße von 40 mm. Das vorgeschlagene Aggregat muss diesen Hub gewährleisten.

Anforderung	Gewicht
Kleine Einbaumaße	2
Einfachheit des Mechanismus	2
Schnittgeschwindigkeit	3
Geringer Wartungsaufwand	1
Kontinuierliche Geschwindigkeitskurve	3
Ausreichender Hub des Mechanismus	4

Tabelle 2.2: Anforderungen mit Gewichten für Mechanismus zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung

Die Gewichte wurden den einzelnen Kriterien entsprechend ihrer Bedeutung in Funktion und Aufbau des Aggregats zugeordnet. Das höchste Gewicht hat einen ausreichenden Mechanismus hub. Es folgt die Bereitstellung von Schnittgeschwindigkeit und Kontinuierliche Geschwindigkeitskurve. Diese drei Parameter sind für den ordnungsgemäßen Betrieb des Mechanismus von Haupt Bedeutung. Aus einem Konstruktionsanforderungen folgen die kleinen Aufbau- maße und die Einfachheit des Mechanismus. Das niedrigste Gewicht hat eine Wartungsanforderung für den Mechanismus.

Mechanismus	Anforderung						Ergebnisse
	Kleine Einbaumaße	Einfachheit des Mechanismus	Schnittgeschwindigkeit	Geringer Wartungsaufwand	Kontinuierliche Geschwindigkeitskurve	Ausreichender Hub des Mechanismus	
Kugelgewindetriebe	3	2	2	3	4	5	48
Schubkurbelgetriebe	3	5	5	5	1	5	59
Linearmotor	4	1	4	1	5	5	58
Pneumatische Zylinder	2	1	4	2	2	5	46
Exzentrische Mechanismus	1	5	5	5	1	1	39
Gelenke Mechanismus	2	3	1	5	4	2	28
Schwingende Kurbelschleife	2	3	3	2	2	4	43
Kurvenscheibe	3	3	5	3	5	4	65
Geschlossene Kurvenscheibe	3	4	5	4	5	4	68

Tabelle 2.3: Analyseergebnisse des Systems zur Übertragung der Spindeldrehzahl auf die Stoßbewegung

Die Analyse aller Systeme hat gezeigt, dass die Verwendung eines Nockenmechanismus mit Rückholung, Nockenmechanismus ohne Rückholung oder Kurbelmechanismus am besten geeignet ist. Wenn man diese drei Systeme vergleicht, kann man sehen, dass das Kurbelsystem am einfachsten ist (aufgrund der Abwesenheit von Federn gegen den Nocken und der Leichtigkeit der Produktion gegen den geschlossenen Nockenmechanismus) und leichter zu warten.

Die Nockenmechanismen bieten jedoch praktisch beliebig Geschwindigkeitsverlauf die bei der Entscheidung ein höheres Gewicht hat.

Durch Vergleich der beiden Nockenmechanismen ist ersichtlich, dass ein geschlossener Nocken einfacher ist. Dies wird dadurch erreicht, dass der geschlossene Nocken keinen externen Rückstellmechanismus benötigt.

Wenn ein Nocken beim Anheben eines Ventils in einem Auto verwendet wird, wird ein Nocken mit einem Ventil mit geringem Gewicht arbeiten. Daher kehrt die Feder zurück. Bei Verwendung einer Stoßeinheit müsste die Feder das Gewicht des gesamten Stößels auch mit Werkzeug anheben. Dies würde die Feder stark beanspruchen, was beim Schneiden gegen den Mechanismus wirken würde.

2.2 Analyse der Führung des Stößels

Anforderungen an der Führung des Stößels:

- Die Sicherstellung der Stoßgeschwindigkeit
- Kleine Einbaumaße
- Lebensdauer
- Komplexität und Einfachheit der Installation

Die Sicherstellung der Stoßgeschwindigkeit ist die kritischste Anforderung der Führung. Da der Mechanismus sollte 3000 Umdrehungen pro Minute erreichen (50 Zyklen pro Sekunde). Wenn der Hub von 40 mm wird Stößel Geschwindigkeit von 4 m.s^{-1} erreicht.

Die Anforderung für geringe Aufbauabmessungen hängt mit dem Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung zusammen. Dieser Mechanismus kann geringere Anforderungen gestellt werden, wenn sie mit einer kleinen Masse arbeiten.

Die Lebensdauer der Führung ist ein sehr wichtiger Aspekt. Das System muss für eine bestimmte Zeit arbeiten können, ohne dass die Führung geändert werden muss.

Anforderung für die Montage Einfachheit mit der allgemeinen Einfachheit des Systems verbunden ist. Der Führung sollte auch selbstschmierend sein und ohne Neben benötigt Geräte.

Die Sicherstellung der Stoßgeschwindigkeit hat das größte Gewicht bei der Entscheidung für das System. Das gleiche Gewicht hat auch eine Lebensdauer, da das Aggregat in der Lage sein muss, diese Geschwindigkeit in einer langen und regelmäßigen Weise zu erreichen. Geringe Einbaumaße und die Komplexität des Systems haben ein geringeres Gewicht, da sie nicht direkt den Stoßprozess beeinflussen.

Anforderung	Gewicht
Die Sicherstellung der Stoßgeschwindigkeit	2
Kleine Einbaumaße	1
Lebensdauer	2
Komplexität und Einfachheit der Installation	1

Tabelle 2.4: Anforderungen mit Gewichten für Führung des Stößels

Mechanismus	Anforderung				Ergebnisse
	Die Sicherstellung der Stoßgeschwindigkeit	Kleine Einbaumaße	Lebensdauer	Komplexität und Einfachheit der Installation	
Hydrodynamische Führungen	1	2	4	1	13
Hydrostatische Führungen	3	1	5	1	18
Lineare Gleitführungen	5	3	4	2	23
Lineare Wälzführungen	4	3	2	2	17
Linearwälzlager	4	5	1	4	19
Lineargleitlager	5	5	3	5	26

Tabelle 2.5: Analyseergebnisse der Führung des Stößels

Die Analyse zeigt, dass die besten Lösungen die Gleitführungen sind, gefolgt von einem Linearwälzlager. Gleitführungen erreichen bessere Lebensdauer bei den gewünschten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen.

Der Vorteil von Lineargleitlagern ist im Vergleich der beiden Gleitführungen sowohl in der allgemeinen Einfachheit als auch in kleinen Aufbaumaßen zu sehen. Deshalb wird dieses Lineargleitlager in Stoßaggregat verwendet werden.

2.3 Analyse der Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung

Aufgrund der Forderung nach der gewünschten Hubkurve wurde die Auswahl aller Mechanismen auf Nocken, Pneumatik- und Magnetsystem reduziert.

Die Anforderungen für dieses System sind:

- Kleine Einbaumaße
- Einfachheit und Zuverlässigkeit
- Einfache Synchronisierung mit der Spindeldrehzahl

Kleine Einbaumaße sind eine Standardanforderung für alle Mechanismen des Aggregats. Daher muss dieses System auch reagieren.

Die Zuverlässigkeit des Systems ist sehr wichtig für den Bearbeitungsprozess. Im Falle einer falschen Operation könnte das System das Werkzeug beim Schneidebewegung verzögern. Das Werkzeug würde beim Rückwärtsfahren zurückkippen. Dies würde das Werkzeug und möglicherweise den gesamten Mechanismus zerstören.

Die Synchronisation mit der Spindeldrehzahl ist ein wichtiges Merkmal für die Aufrechterhaltung der Zuverlässigkeit. Die zuverlässige und einfache Synchronisation der Spindeldrehzahl mit Mechanismus gewährleistet den zuverlässigen Betrieb des Systems. Daher hat es das höchste Gewicht in der Analyse. Nachfolgend sind die Zuverlässigkeit und schließlich die Einbaumaße des Systems aufgeführt.

Anforderung	Gewicht
Kleine Einbaumaße	1
Einfachheit und Zuverlässigkeit	2
Einfache Synchronisierung mit der Spindeldrehzahl	3

Tabelle 2.6: Anforderungen mit Gewichten für Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung

Mechanismus	Anforderung			Ergebnisse
	Kleine Einbaumaße	Einfachheit und Zuverlässigkeit	Einfache Synchronisierung mit der Spindeldrehzahl	
Solenoid	3	2	2	9
Pneumatikzylinder	1	1	2	13
Kurvenscheibe	5	5	5	30

Tabelle 2.7: Analyseergebnisse des Mechanismus zur Bereitstellung einer Werkzeugablenkung in Rückbewegung

Die Analyse zeigt deutlich, dass nur der Nocken den gewünschten Verlauf, der des Mechanismus bereitstellen kann, während die Einfachheit des Systems beibehalten wird. Sowohl bei elektromagnetischen als auch bei pneumatischen Systemen sollte das System mit Strom versorgt werden, und keines dieser beiden Systeme kann leicht eine Synchronisation bereitstellen.

2.4 Analyse des Mechanismus für Wälzbewegung

Der Mechanismus für Wälzbewegung besteht aus mehreren Subsystemen, daher wird die Analyse alle Systeme durchgeführt.

2.4.1 Analyse des Führungssystems, das die Wälzbewegung überträgt

Anforderungen an diese Führung:

- Sicherstellung einer schnellen axialen Bewegung
- Übertragung der Radialkraft
- Lebensdauer
- Sehr kleine Einbaumaße

Die Gewährleistung einer schnellen axialen Bewegung ist die gleiche Anforderung wie für eine Führung des Stößels. Die Geschwindigkeiten sind die gleichen wie der Mechanismus steht

und der Stößel bewegt sich. Führung muss daher Geschwindigkeiten von bis zu 4 m.s^{-1} bewältigen.

Gleichzeitig muss die Führung Radialkräfte präzise übertragen können. Diese Radialkraft überträgt die Wälzbewegung von dem Zahnrad zu dem rotierenden Teil des Stößels.

Die Lebensdauernanforderung ist die gleiche wie für den Stößel. Das System muss für eine bestimmte Zeit arbeiten können, ohne dass die Führung geändert werden muss.

Diesmal ist ein sehr wichtiger Parameter kleine Einbaumaße. Die Führung muss sich frei in dem inneren Stößel bewegen, der in der Größe begrenzt ist. Daher ist es zwingend notwendig, dass die Führungen die kleinstmögliche Breite und Höhe erreicht.

Anforderung	Gewicht
Sicherstellung einer schnellen axialen Bewegung	1
Übertragung der Radialkraft	1
Lebensdauer	1
Sehr kleine Einbaumaße	1

Tabelle 2.8: Anforderungen mit Gewichten für Führungssystem, das die Wälzbewegung überträgt

Die Gewichte in dieser Analyse sind gleich, da jeder der Punkte für die Funktion des Systems oder deren Implementierung sehr wichtig ist.

Mechanismus	Anforderung				Ergebnisse
	Sicherstellung einer schnellen axialen Bewegung	Übertragung der Radialkraft	Lebensdauer	Sehr kleine Einbaumaße	
Miniatur-Wälzföhrung	3	4	1	5	13
Profilgleitföhrung	5	5	4	5	19
Miniatur-Gleitföhrung	4	4	5	5	18

Tabelle 2.9: Analyseergebnisse des Führungssystems, das die Wälzbewegung überträgt

Die Analyse zeigt, dass diese Zeit die Anforderungen an eine lineare Walzführung am besten erfüllt. Bei Miniaturgrößen der Führungen gelten dieselben Regeln wie bei der Auswahl der Stößel-führung. Miniaturwälführungen enthalten nur eine Reihe von Wälzkörpern, die nicht in der Wagen laufen. Dadurch können wesentlich höhere Geschwindigkeiten und Beschleunigungen erreicht werden als bei einem viel komplizierteren Aufbau von Profilschienenführungen in Standardgrößen.

2.4.2 Analyse der Verknüpfung von Laufrad und Führung

Anforderungen:

- Sicherstellen der homokinetischen Bewegung
- Genaue Bewegung in der außeraxialen Anordnung
- Kleine Größe des Gelenks

Die Gewährleistung der homokinetischen Bewegung ist eine Grundvoraussetzung. Der Ausfall dieses Prinzips würde zu einer ungenauen Übertragung der Wälzbewegung führen und damit eine Beeinträchtigung des Werkstückes

Die wichtigste Anforderung (in Bezug auf die Funktionalität des Systems) ist an einer außer-axialen Achse Anordnung zu bewegen. Während der Rückbewegung wird der gesamte Stößel abgelenkten. Führung ist in diesem Moment gegenüber dem Antriebszahnrad in einer außer-axialen Position angeordnet. Das System muss in dieser Position ein genaues Wälzbewegung gewährleisten.

Da sich das Gelenk in der Mitte des Systems befindet, müssen seine Installationsmaße sehr klein sein. In der Praxis bedeutet dies, dass das Gelenk einfach genug sein muss, dass es zu einem maximalen Durchmesser von max. 10 mm reduziert werden kann.

Anforderung	Gewicht
Sicherstellen der homokinetischen Bewegung	1
Genaue Bewegung in der außeraxialen Anordnung	1
Kleine Größe des Gelenks	1

Tabelle 2.10: Anforderungen mit Gewichten für Verknüpfung von Laufrad und Führung

Die Gewichte der einzelnen Anforderungen sind wieder gleich. Das System muss notwendigerweise alle drei Kriterien erfüllen, andernfalls kann es nicht verwendet werden.

Mechanismus	Anforderung			Ergebnisse
	Sicherstellung der homokinetischen Bewegung	Genau Bewegung in der außeraxialen Anordnung	Kleine Größe des Gelenks	
Kardangelenk	5	5	5	15
Bendix-Weiss Gelenk	5	3	4	12
Rzeppa Gelenk	5	3	3	11
Tracta Gelenk	5	3	2	10
Tripod Gelenk	5	3	1	9
Hardyscheibe	3	2	5	10

Tabelle 2.11: Analyseergebnisse der Verknüpfung von Laufrad und Führung

Die Ergebnisse der Analyse zeigen, dass am meisten Punkte das einfachste System erreicht haben. Von allen homokinetischen Systemen erlaubt das Zwei-Kardan-Gelenk in seinem Prinzip eine außeraxiale Anordnung der Wellen. Alle anderen homokinetischen Gelenke müssten zur Verwendung bei diesem Mechanismus dupliziert werden. Kardan kann auch auf die gewünschte Größe reduziert werden. Daher wird das Kardansystem in dem Mechanismus verwendet.

2.4.3 Analyse der Ausführung der Wälzbewegung

Dieses Subsystem liefert die Originalität des gesamten Systems. Dies ist ein völlig neues System, das dieses Aggregat von der Konkurrenz unterscheidet.

Die Anforderungen, die erforderlich sind, um eine Wälzbewegung sicherzustellen, werden von allen Mechanismen erfüllt. Es geht darum, die an der besten geeigneten Lösung zu wählen.

In Absprache mit dem Betreuer wurde entschieden, die feste Übertragung durchzuführen. Dieses System ist am zuverlässigsten und am einfachsten herzustellen. Die Verwendung von Wechselzahnradern ist bei der Aggregatgröße ziemlich kompliziert. Bei Verwendung eines stufenlosen Getriebes kann es bei höheren Kräften zu einem Rutschen kommen, was bei der Herstellung von Zahnradern fatal wäre.

Gleichzeitig wurde die zukünftige Modifikation des Mechanismus sowie die Verwendung eines externen Wälzantriebs in Betracht gezogen. Die TU Chemnitz verfügt über dieses System, daher müsste der Mechanismus nur für seine Anwendung angepasst werden.

2.5 Die resultierende Lösung

Gemäß der Systemanalyse wurde festgestellt, dass das Aggregat einen geschlossenen Nockenmechanismus für die Hauptbewegung umfassen wird. Aggregatübersetzung 1:1. Die Führung der Stößel wird in einem linearen Lineargleitlager gelagert. Der Auslenkmechanismus wird durch den Nocken gelöst und direkt mit der Spindeldrehzahl verbunden. Der Wälzbewegung wird durch direkte Übertragung gelöst. Das Getriebe wird aus einer Kombination eines Stirnradgetriebes, eines Kegelradgetriebes und eines Planetengetriebes bestehen. Unter Verwendung von zwei Kardangelen wird die Kraft auf die linearen Miniaturwälzführungen übertragen, die in dem inneren Zylinder der Stößel angeordnet sind, der die Dreh- und Linearbewegung ausführt. Das Aggregat hat einen Hubgröße von 40 mm.

3 Detaillierte Beschreibung und Überprüfung ausgewählter Mechanismen

3.1 Überprüfung ausgewählter Mechanismen

Bevor der Mechanismus berechnet wird, müssen die grundlegenden Eigenschaften des Systems berechnet und überprüft werden, ob die Ergebnisse der Analyse diese Werte erfüllen. Zuerst ist es notwendig, die maximale Kraft zu berechnen, die der Stoßprozess erzeugen wird.

3.1.1 Maximale Geschwindigkeit und Beschleunigung

Für die Berechnung der Kraft ist es notwendig, die maximale Geschwindigkeit zu kennen, mit der sich das Stößel bewegt - das heißt, Schnittgeschwindigkeit. Gleichzeitig müssen Sie die maximale Geschwindigkeit aufgrund der Linientechnologie kennen.

Der Hub beträgt 40 mm. Für 1 Spindeldrehung beträgt die 80 mm (0,08 m). Um die genaue Drehzahl zu ermitteln, müssen wir daher zuerst herausfinden, wo die maximale Spindeldrehzahl begrenzt ist.

Das erste, was die Stößel-Geschwindigkeit begrenzt, ist die maximale Lagerumdrehungen. Die an den höchsten Umdrehungen haben sicherlich die Kurvenrollen. Die Lager in die Kurvenrollen haben höhere Umdrehungen als die Spindeldrehzahl. Die Kurvenrollen (oder Kurvenlagern) rollen vom Umfang des Nockens ab, der etwa 3-mal größer ist als der Lagerumfang. SKF Kurvenrollen sind auf maximale Drehzahlen von 4000 min^{-1} begrenzt. Daraus folgt, dass die Geschwindigkeit in Bezug auf die maximale Lagergeschwindigkeit nicht den Maximalwert von 1333 U/min überschreiten darf.

Ein anderes Problem, der die Spindeldrehzahl (und daher die maximale Geschwindigkeit des Stößels) beeinflusst, ist die maximale Entwurfsgeschwindigkeit des Linearlagers. SKF Linearkugellager werden mit einer maximalen Geschwindigkeit von bis zu 5 m/s gebaut. Bei einer Geschwindigkeit von mehr als 2 m/s wird jedoch empfohlen, lineare Gleitlager zu verwenden, die diese Geschwindigkeiten besser tolerieren.

Der letzte Punkt, der die Spindeldrehzahl beeinflusst, ist die maximale Beschleunigung des Stößels. Der durchschnittliche Beschleunigungswert des Stößels bei 1333 U/min beträgt ca. 315 m/s^2 . Der tatsächliche Wert kann jedoch viel höher sein, da unser gewünschter Nocken kein harmonischer Verlauf aufweist. Bei einem Wert über 100 m/s^2 wird der Einsatz eines Linearkugellagers nicht mehr empfohlen. Lineargleitlager haben ihre Werte höher, aber sie werden einer derart hohen Beschleunigung langfristig nicht standhalten können. Daher wird eine maximale Geschwindigkeit von 900 U/min berechnet, um sicherzustellen, dass der durchschnittliche Beschleunigungswert 144 m/s^2 beträgt. Die resultierenden Beschleunigungswerte werden bei der Auslegung der Kurvenscheibe berechnet.

Die Miniaturführungen im inneren Zylinder des Mechanismus bewegen sich mit der gleichen Geschwindigkeit und Beschleunigung wie der Stößel. Bei Miniaturführungen besteht der Unterschied jedoch darin, dass Miniaturwälzführung höheren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen Stand halten können als Miniaturgleitführung. Schneeberger hat in seinem Katalog aufgeführt, dass die MINIRAIL- Miniaturwälzführung eine Geschwindigkeit von bis zu 5 m/s und eine Beschleunigung von 300 m/s² bei einer Lebensdauer von bis zu 20 000 km aushalten kann. Miniaturwälzführung begrenzen daher nicht die Spindeldrehzahl und werden im System verwendet.

Da die Spindeldrehzahl auf 900 U/min begrenzt sind, bedeutet dies, dass die maximale durchschnittliche Geschwindigkeit 72 m/min beträgt (1,2 m/s).

3.1.2 Maximale Schnittkraft

Die maximale Schnittkraft ist die maximale Kraft, die das Werkzeug auf das Werkstück verursacht. Die Bearbeitungstheorie definiert die Größe der spezifischen Schneidkraft, die benötigt wird, um die Kohärenz des Materials durch den Schneidprozess zu überwinden. Im Allgemeinen wird die spezifische Schneidkraft als die Kraft, die in Richtung der Hauptschneidbewegung relativ zum Spanquerschnitt wirkt, beschrieben. Die Formel zur Berechnung der Schneidkraft verschiedener technologischer Operationen basiert auf Kinzels mathematischem Modell, das auf experimentellen Messungen basiert.

Beziehung zum Berechnen der Schneidkraft hat die Form:

$$F_C = k_c * A \quad (14)$$

wobei k_c die spezifische Schnittkraft für den Spänequerschnitt $A = 1 \text{ mm}^2$ ist.

Berechnung der konstanten k_c

Die Konstante k_c bestimmt eine spezifische Schnittkraft. Es gibt mehrere Konstanten in seiner Berechnung:

$$k_c = \frac{k_{c11}}{h^{m_c}} * K_\gamma * K_{vc} * K_{sp} * K_{ver} \quad (15)$$

Gleichung 3.2: Spezifische Schnittkraft - formel

k_{c11} und m_c sind Materialkonstanten. Bei der Bestimmung dieser Konstante werden wir uns von Herstellern ähnlicher Einheiten inspirieren lassen. Firma Benz empfiehlt eine maximale Festigkeit von Material $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$ für den Einsatz ihr Aggregat. Für das Material dieser Festigkeit beträgt die Konstante k_{c11} ungefähr 2500 N/mm^2 und die Konstante $m_c = 0,27$.

h ist Spanungsdicke. Sie berechnet sich aus dem Wert der Radialverschiebung f und der Steigung des Kappa-Winkels. Kappa ist Einstellwinkel. Bei Stoßen der Verzahnungen beträgt der Wert etwa 90° . Wir werden die maximale Verschiebung der Benz-Einheiten wieder bestimmen. Die maximalen Vorschubgeschwindigkeiten betragen 0,15 mm. Deshalb wird unsere Einheit daran festhalten. Da $\sin 90^\circ$ gleich 1 ist, beträgt die maximale Spandicke 0,15 mm.

Die Konstante K_γ heißt Korrekturfaktor Spanwinkel. Formel zum berechnen:

$$K_\gamma = 1 - \frac{\gamma - \gamma_0}{100} \quad (16)$$

Gleichung 3.3: Spanwinkel Korrekturfaktor

Wo γ_0 ist Basisspanwinkel. Dies ist 6° für Stahl und 2° für Gusseisen. γ ist tatsächlich vorhandener Spanwinkel. Bei dem Stoßen der Verzahnung mit Stahl S235JR beträgt der Winkel 18° . Die ganze Konstante K_γ kommt dann bei 0,88 heraus.

Die K_{vc} -Konstante wird als Korrekturfaktor Schnittgeschwindigkeit bezeichnet. Wenn die Schnittgeschwindigkeit zwischen 30 und 60 m/min (HSS) liegt, beträgt diese Konstante 1,2. Wenn die Geschwindigkeit zwischen 60 und 300 m/min (HM) liegt, ist diese Konstante 1. Wenn die Geschwindigkeit über 180 m/min (Keramik) liegt, beträgt die Konstante 0,85. Die maximale Geschwindigkeit wurde im vorherigen Teil der Kapitel berechnet. Dies ist ungefähr 72 m/min. Daher wird der Koeffizient 1,0 ausgewählt.

Die Konstante K_{sp} heißt Korrekturfaktor Spantauchung. Zum Stoßen und Hobeln beträgt der Wert 1,1.

Die Konstante K_{ver} heißt Korrekturfaktor Werkzeugverschleiß. Diese wird zwischen 1,2 und 1,5 gewählt. Der Durchschnittswert beträgt 1,35.

Wenn alle Unbekannten bekannt sind, können wir zur Berechnung gehen.

$$k_c = \frac{k_{c11}}{h^{m_c}} * K_\gamma * K_{vc} * K_{sp} * K_{ver} = \frac{2500}{0,15^{0,27}} * 0,88 * 1,0 * 1,1 * 1,35 = 5452 \text{ N/mm}^2 \quad (17)$$

Es ist möglich zu sehen, dass die erforderliche Kraft bei einer Spanfläche von 1 mm^2 ungefähr 5,5 kN beträgt. Die Oberfläche der Chips wird anschließend vom Technologen bestimmt. Wir berechnen eine Kraft von ungefähr 5,5 kN für einen Bereich von 1 mm^2 . Aus Sicherheitsgründen muss das System als leistungsfähiger eingestuft werden. Daher wurde festgelegt, dass das System mit 7 kN dimensioniert wird

3.1.3 Berechnung des Übersetzungsverhältnisses.

Für die Berechnung der Getriebeübersetzung wurden die Formeln aus Kapitel 1.2.2 verwendet. Am wichtigsten ist es, den Zusammenhang zwischen Spindeldrehzahl und Werkstückgeschwindigkeit zu kennen.

$$n_{WS} = \frac{f_z}{\pi * z_{WS} * m_{WS}} * n_{DH} \quad (18)$$

Die Formel wurde dann als Ausdruck eines unbekannten f_z geändert (mit der Gleichung 13)

$$f_z = \frac{n_{WZ} * \pi * z_{WS} * m_{WS}}{\frac{z_{WZ}}{z_{WS}} * n_{DH}} \quad (19)$$

Anschließend wurde eine Excel-Tabelle erstellt. Dies zeigt die Beziehung der Vorschub zu den anderen Parametern aus. Die Vorschubgeschwindigkeit sollte im Bereich von 0,1 mm bis 0,5 mm liegen. Daher sind alle Werte, die dieses Kriterium erfüllen, in der Tabelle grün markiert. Mit die Module 1, 1.25, 1.5, 2 und 2.5 wurden gezählt. Diese Module werden am häufigsten für die Herstellung kleiner Zahnräder verwendet. Basierend auf der höchsten Vielseitigkeit wurde ein Übersetzungsverhältnis von 1: 800 gewählt. Bei Spindeldrehzahlen von 900 U/min beträgt die Rotation des Werkzeugs 1,25 U/min.

Die Tabelle der resultierenden F_z ist im Anhang enthalten.

3.1.4 Zusammenfassung der Kapitel

In diesem Kapitel war überprüft, dass es notwendig ist, ein lineares Gleitlager für die Führung eines Stößels und eine lineare Miniaturwälzföhrung, um die rollende Bewegung in den inneren Zylinder umzuwandeln, zu verwenden. Die Spindeldrehzahl ist auf 900 U/min begrenzt. Die Übersetzungsverhältnis auf den Wälzbewegung beträgt 1: 800. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass die Entfernung des Materials eine Kraft von 7 kN erfordert. Daher wird die Dimensionierung des gesamten Systems von diesem Wert abhängen.

3.2 Detaillierte Beschreibung der grundlegenden Mechanismen des Modells

Da der Kapitel Stand der Technik viele mögliche Systeme enthielt, war es nicht notwendig, die alle Berechnungsgleichungen aufzulisten. Nach der Auswahl eines geeigneten Mechanismus in der Systemanalyse und anschließenden Verifikation ist es notwendig, die Mechanismen detaillierter zu beschreiben und ihre Berechnungen aufzulisten.

Der Kardan-gelenke benötigt keine Berechnungen, da das Kardangelenk aus Katalog in dem System verwendet wird.

3.2.1 Lineargleitlager

Das Lineargleitlager ist ein Lager, das eine translatorische und rotatorische Bewegung der Welle ermöglicht. Unterschiede zum Linearkugellager sind [70]:

- Höhere Tragfähigkeit
- Höhere Arbeitsgeschwindigkeiten (bis zu 20 m/s vs. 5 m/s)
- Höhere Beschleunigung
- Höherer Reibungskoeffizient (bis zu 0,21 vs. 0,005)

Lineargleitlager werden in den gleichen Abmessungen wie Linearkugellager hergestellt.

Zur Berechnung des Gleitlagers werden zwei grundlegende Berechnungen verwendet. Die erste ist die durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit und die zweite ist die spezifische Lagerbelastung.

Die durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit berechnet sich nach der Formel:

$$v = \frac{n * s}{30\,000} [m * s^{-1}] \quad (20)$$

Wo n die Anzahl der Hübe (von der Anfangsposition bis zum Ende und zurück) und s der Strecke in mm ist.

Die spezifische Lagerbelastung berechnet sich nach der Formel:

$$p = \frac{P}{2 * F_W * C_4} [N * mm^{-2}] \quad (21)$$

Wo P die äquivalente dynamische Lagerbelastung in N ist, ist F_W der Innendurchmesser des Linearlagers in mm und C_4 ist die Breite der Gleitfläche in mm.

Nach der Berechnung dieser beiden Werte werden die Ergebnisse mit dem Diagramm 3.1 verglichen. Wenn der Wertschnittpunkt unterhalb der markierten Linie liegt, kann davon ausgegangen werden, dass das Lager mehr als 100.000 km betragen sollte.

Empfohlene Betriebsbedingungen liegen zwischen -40 bis 80 °C. Der Reibwert des Lineargleitlagers liegt je nach Belastung zwischen 0,17 und 0,21. Bei hohen Drehzahlen und geringen Radiallasten wird ein höherer Koeffizient berechnet.

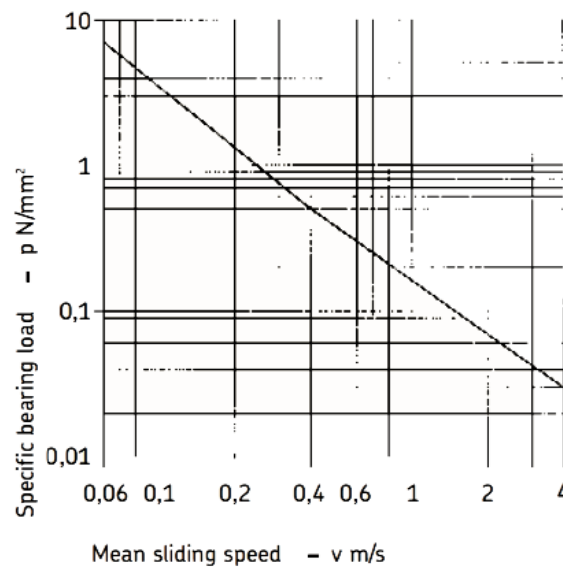


Abbildung 3.1: p/v Diagramm der Lineargleitlager [71]

Linearlager können mit oder ohne Schmierung verwendet werden. Für einen besseren Korrosionsschutz, Reduzierung des Reibungswiderstands und verbesserte Dichtungseigenschaften wird empfohlen, bei der Installation der Führung zu schmieren.

Wellenanforderungen (für SKF LPAR 40 Lineargleitlager [77]):

- Härte min. 50 HRC
- Oberflächenrauheit R_a 0,3 μm
- Oberflächenstruktur R_z 2 μm
- Kreisform 11 μm
- Zylindrisch 9 μm
- Geradheit von 100 $\mu\text{m/m}$

3.2.2 Miniatur-Linearführung

Die im Zylinder verwendete Linearführung erreicht die gleiche Geschwindigkeit und Beschleunigung wie das Lineargleitlager. Die Größe ist der am begrenzenden Faktor, da die Führung in den inneren Teil der Zylinder passen muss.

Miniatur-Linearführung bestehen aus zwei Teilen. Die Schienen sind aus gehärtetem Stahl hergestellt. Die Schiene enthält an den Seiten zwei Bahn für Rollenelementen. An mehreren Stellen ist es an der Basis befestigt. Miniatur-führungen sind in der Regel mit kleineren Schlägen verbunden, so dass Schienen ab einer Länge von 50 mm geliefert werden. Der zweite Teil

der Führung (Wagen) enthält Kugeln- und Löcher für die Bolzen, die den Wagen verbinden. Einige Hersteller bieten einen Schiebeeinsatz für die Oberseite des Wagens. Dies erhöht die Tragfähigkeit und Lebensdauer der Führung. Der Abstreifer ist am Wagen befestigt, um zu verhindern, dass Schmutz in die Kugelbahn eindringt.

Der Unterschied zwischen Miniatur-Linearführung und eine Standard-Linearführung ist, dass die Miniaturführung nur zwei Umlaufbahn enthält, während ein Standard- Linearführung umfasst 4. Da keine enormen Kräfte Kugeln übertragen, eliminiert darin den Versatz in der Z-Achse in beiden Richtungen. Dies ermöglicht es, die Kompaktheit der gesamten Lösung beizubehalten.

Berechnungen für Miniaturführung werden in der Regel nicht von Herstellern zur Verfügung gestellt. Dies sind sehr spezifische Güter, die hauptsächlich für die Chemie-, Lebensmittel- oder andere Präzisionsindustrie bestimmt sind. Firma Schneeberger (von dem die Führung in unserer Einheit verwendet wird), jedoch garantiert, dass bei der Geschwindigkeit von 5 m/s, die Beschleunigung bis zu 300 m/s^2 und die maximale Last oder einen Moment im Datenblatt angegeben, wird die Lebensdauer für MINIRAIL mit LUBE S – 20 000 km.

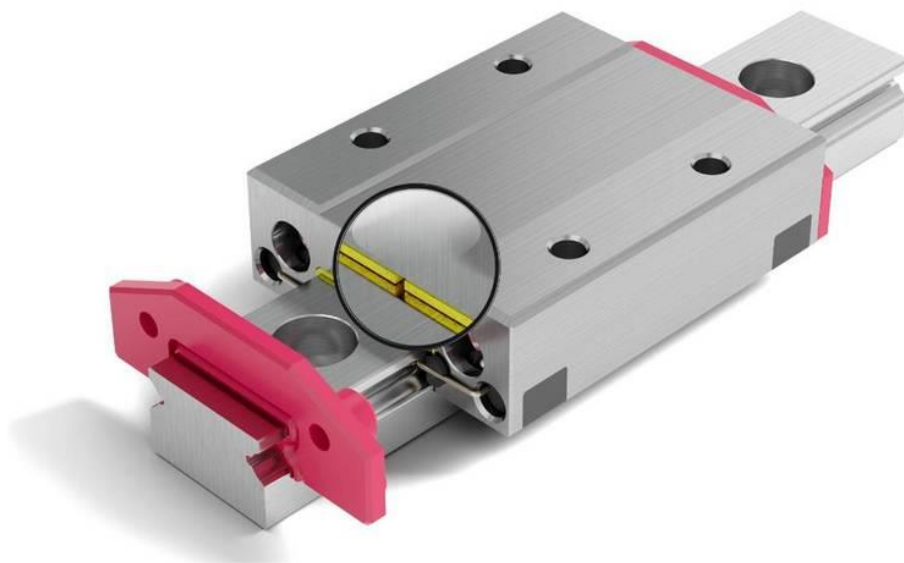


Abbildung 3.2: Schneeberger MINIRAIL mit LUBE S [72]

3.2.3 Lager

Es wird mehrere Arten von Lagern im System geben. Daher wird die erste beschrieben und dann mit den notwendigen Berechnungen ergänzt.

Kugellager

Kugellager sind die grundlegende Art von Lagern. Sie können sowohl radiale als auch axiale Kräfte übertragen. Daher sind sie der am häufigsten verwendete Typ. Sie variieren in Größe, Anzahl der Kugelreihen, Käfigmaterial, Schmiertechnik usw.

Im Vergleich zu linien-Kontaktlagern können sie weniger Radialkraft übertragen. Dies liegt am Hertz-Druckprinzip. Aus alle Radiallagertypen haben Kugellager die geringste Breite. Sie haben jedoch den größten Unterschied zwischen Innen- und Außendurchmesser.



Abbildung 3.3: Kugellager [73]

Schräggugellager

Diese Art von Lager wird in dem System verwendet, um die Spindelwelle und hauptnockenwelle zu lagern. Das Lager ist darauf ausgelegt, die Radiallast zuverlässig zu übertragen und gleichzeitig die in einer Richtung wirkende Axialkraft zu übertragen. Daher ist ihre Verwendung immer in Kombination mit einem anderen Lager. Die Kombination von zwei oder mehr Lagern liefert eine Axialkraft in beiden Richtungen. Wie die Linearführung können Lager in "O" oder "X" angeordnet werden. Die Lageranordnung zu "O" kann höhere Momente übertragen.



Abbildung 3.4: Schräggugellager [73]

Nadellager

Nadellager sind Lager mit Linienkontakt. Dank dieser können sie (in Bezug auf Kugellager mit Punktkontakt) größer Lasten tragen. Darüber hinaus sind Nadellager sehr kompakt und haben höhere Drehzahlen als andere Wälzlager. Ihr Nachteil ist, dass sie fast keine Axialkraft übertragen können.

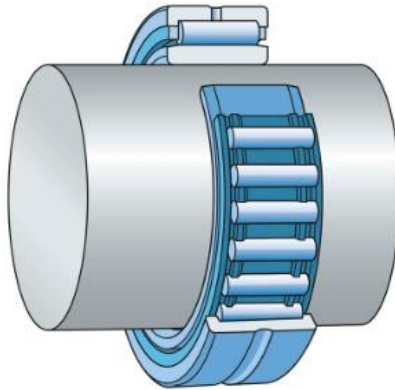


Abbildung 3.5: Nadellager mit beide Ringen [73]

Eine besondere Form dieser Lager sind sogenannte Nadelkränze. Dies ist eine Art von Lager, die keinen inneren oder äußeren Ring enthält. Nur ein Käfig verhindert den Kontakt der einzelnen Wälzkörper. Diese Art von Lagern wird verwendet, wenn Anforderungen für die minimalen Einbaumaße bestehen. Es hat auch höhere Anforderungen an die Oberfläche der beiden Körper, nach denen es rollt.

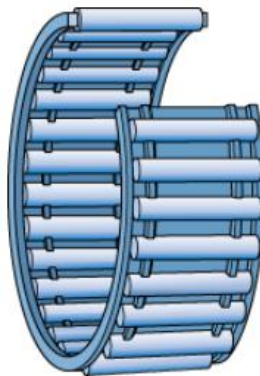


Abbildung 3.6: Nadelkränze [73]

Nadel-Schräggugellager

Eine andere spezielle Art von Lager ist ein kombiniertes Lager mit Punkt- und Linienkontakt. Dies ist ein Nadellager, das eine oder zwei Reihen von Kugellagern enthält. Dieses Lager kann Axialkräfte eliminieren, behält aber gleichzeitig eine hohe Tragfähigkeit.

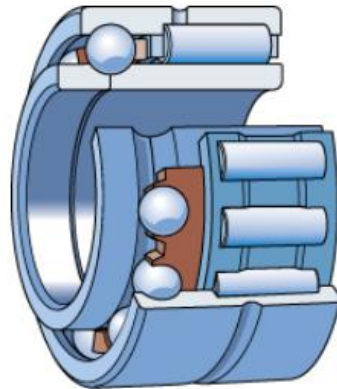


Abbildung 3.7: Kombinierte Kugel/Nadellager [73]

Diese Lager werden in verschiedenen Größen hergestellt. Im Vergleich zu Zylinderrollenlager wird es aus kleinen Durchmessern hergestellt.

Gleitlager

Für die Übertragung großer Kräfte, bei denen keine kontinuierliche Rotation erforderlich ist, wird diese in der Einheit eingesetzt. Gleitlager sind die Arten von Lagern, die gebaut sind, um eine hohe Radialkraft zu übertragen. Es unterscheidet sich nicht wesentlich von Lineargleitlagern. Sie sind am meisten für den Ersatz von Radiallagern vorgesehen. Sie haben jedoch einen viel höheren Reibungskoeffizienten. Sie werden daher an Orten eingesetzt, die nicht primär rotatorisch bewegt werden und statisch belastet werden.

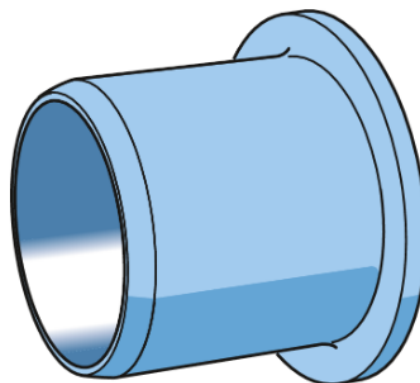


Abbildung 3.8: Gleitlager [73]

Stützrollen und Kurvenrollen

Das Kurvenrollen sind eine spezielle Art von Wälzlager mit Linienkontakt. In einem Design mit kleinem Durchmesser sind die Nadeln ein rollendes Element. Im Prinzip ist es ein Standard-Nadellager oder Zylinderrollenlager, das eine erhöhte Anzahl von Wälzkörpern und einen verstärkten Außenring aufweist. Sie sind auf eine höhere radiale Belastung und Stoßbelastung ausgelegt. Die Kurvenrollen (gegenüber dem Stützrollen) umfasst eine Welle, die einen konzentrischen Sitz und einen Gewindeabschnitt an dem Wellenende umfasst. Im Allgemeinen werden sie bei niedrigeren Umdrehungen als äquivalente Nadellager gebaut.

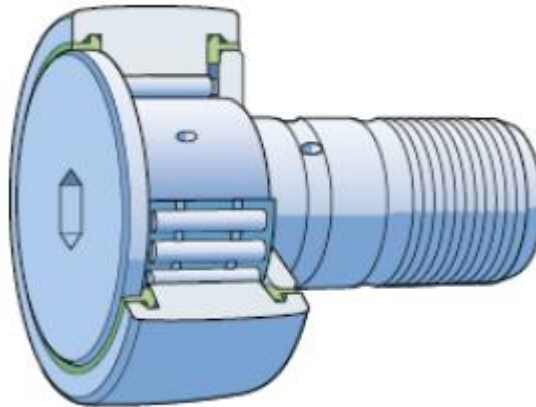


Abbildung 3.9: Kurvenrolle [73]

Axiallager

Axiallager sind eine Art Lager, das die axiale Kraft über das Wälzelement überträgt. Am häufigsten werden Axialnadel- oder Axialkugellager verwendet. Die Wälzkörper sind auf einem Kreis angeordnet. Diese Lager übertragen keine großen Radialkräfte. Sie haben normalerweise eine sehr geringe Höhe. Die Axiallager können in Form eines Käfigs mit Wälzkörpern oder mit einzelnen Ringen geliefert werden, wonach die Wälzkörper abgefahren werden. Die Wälzfläche muss hart sein, damit der Wälzkörper nicht in die Ringfläche gedrückt werden kann.

Bei der Berechnung der axialen Lagerbelastungen wird auch der Rotationskoeffizient berechnet. Wenn die Lagergeschwindigkeit weniger als 10 U/min beträgt, wird die statische Tragfähigkeit berechnet und die Belastungskraft 4-mal multipliziert.

SKF-Formeln werden für Lagerberechnungen verwendet. Insbesondere wird die Lagerlebensdauer berechnet [80]

Die nominelle Lagerlebensdauer L_{10} wird mit 90% Zuverlässigkeit für Strecke oder Arbeitsstunden berechnet. Gemäß ISO 281:2007 wird folgende Formel:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (22)$$

Wo C die grundlegende dynamische Tragzahl ist, P äquivalent dynamische Lagerbelastung ist und p der Exponent der Lebensdauergleichung (für Lager mit Punktkontakt = 3, für Lager mit Linienkontakt = 10/3).

Wenn die Lagergeschwindigkeit konstant ist, ist es besser, die Lebensdauer nachfolgender Formel zu berechnen:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad (23)$$

Wo n die Lagerumdrehungen ist.

4 Kinematische Schema der Stoßaggregat

Für ein gutes Verständnis der Funktion des Systems ist es zunächst erforderlich, ein kinematisches Schema zu bestimmen. Das Schema zeigt, wo sich die Teile befinden. Gleichzeitig werden die Bewegungen der einzelnen Systemteile erklärt.

Aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems wird das Schema in zwei Ansichten dargestellt.

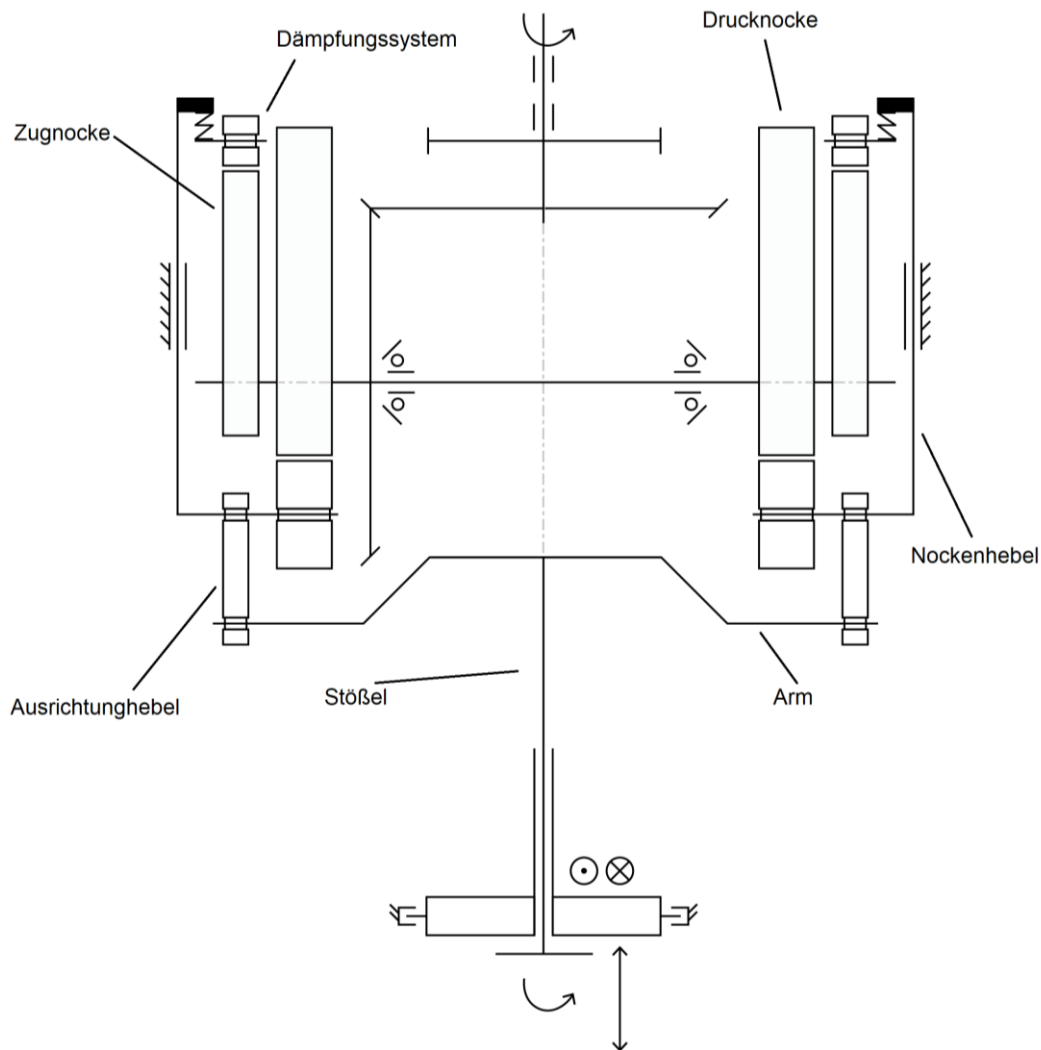


Abbildung 4.1: Kinematische Schema – Teil 1

Die Abbildung 4.1 zeigt die Funktion des System, der das Stoßbewegungs ermöglicht. Die Drehzahl und das Drehmoment der Spindel werden über Kegelräder auf die Nocken übertragen. Die breiteren Nocken führen die Arbeitshub aus (die Lager befinden sich unter der Nocken) und die schmaleren Nocken führen eine Rückbewegung aus. Die Zugnockenlager sind (über das Dämpfungssystem) mit Hebeln verbindet. Die Hebeln verbindet die Nockenwellen An sie befindet sich Linearführungen, um eine präzise Bewegung der Lager auf den Nocken sicherzustellen. Anschließend werden die Wellen der Drucknockenlager mit Ausrichtungshebeln verbunden. Dadurch wird sichergestellt, dass sich die Position der Wälzlager nicht ändert, wenn sich das Stößel mit Arm bewegt. Das Stößel wird dann im Linearlager gelagert. Der Teil, der das Linearlager hält, ist auf Linearführungen montiert.

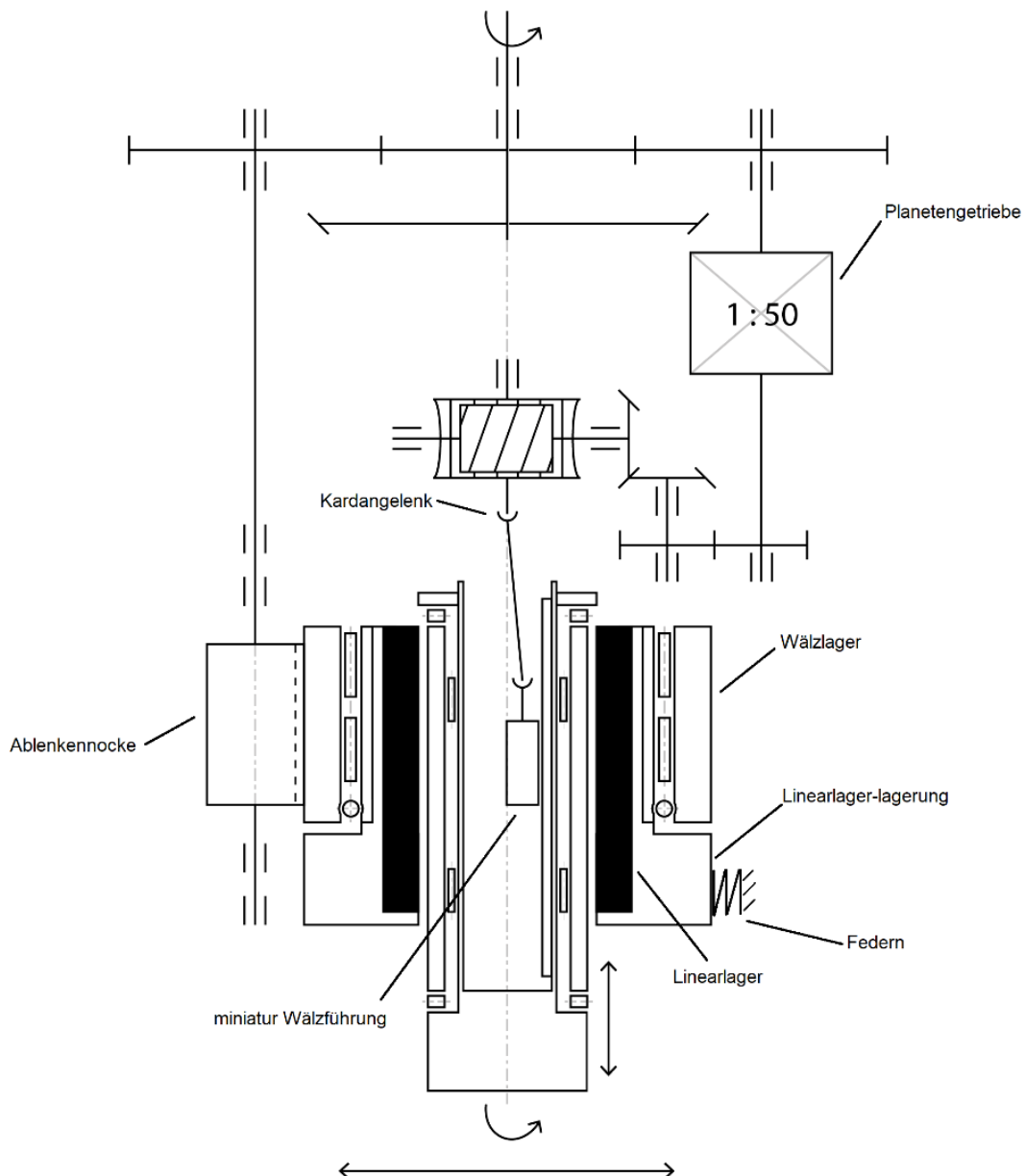


Abbildung 4.2: Kinematische Schema – Teil 2

Abbildung 4.2 zeigt die Funktion des Mechanismus, der die Wälzbewegung ermöglicht, und die Funktion des Mechanismus, der das Kippen des Werkzeugs ermöglicht.

Der Nocken föhrt eine Ablenkbewegung aus. Es rollt über das Wälzlager. In ständigem Kontakt halten die Nocken und Lager die Federanordnung.

Das Getriebe, das den Wälzbewegung ermöglicht, ist aus mehreren Getriebe zusammengesetzt. Die wichtigsten Zahnräder sind Planetengetriebe und Schneckengetriebe. Andere getriebe haben ein Übersetzungsverhältnis von 1:1. Die Drehzahl des Schneckenrades muss auf die Föhrung im Stöfel übertragen werden. Dies wird mit zwei Kardangelenken erreicht. Dank der Linearföhrung ist die Wälzbewegung auf den Innenzylinder überträgt. Diese ist mit der Hauptzylinder durch mehrere Lager verbunden. Der Hauptzylinder ist mit dem Arm verbunden und überträgt die Stoßbewegung.

5 Berechnungen

5.1 Kurvenscheiben

Wie war in Kapitel 2.5 geschrieben, umfasst das System 3 verschiedene Arten von Kurvenscheiben. Alle diese Nocken haben einen bestimmten Verlauf. Für Nockenberechnungen kann der Kurvenscheibengenerator nicht verwendet werden. Es umfasst fast alle Modellierungsprogramme (Solidworks, Inventor, Creo usw.). Diese Generatoren erlauben es nicht, die Parameter der End- und Startteil der Abschnitt zu ändern. Da der Nocken eine konstante Geschwindigkeitsteil der verlauf verwendet, muss die Software einen Abschnitt mit einem ungleich Null Ende der Geschwindigkeitsverlauf oder einer Anfangsgeschwindigkeit erstellen. Es ist notwendig, eine spezielle Software zu verwenden, die sich mit der Berechnung von Nocken befasst.

Getestet wurden die Programme Dynacam und MECHdesigner, die eine Testversion offerieren. Mit Dynacam möglich ist, die End- und Anfangshub-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsparameter in alle Abschnitte einfügen. Gleichzeitig kann eine inverse Nocken gerade exportiert werden. Mit der Testversion ist jedoch nicht möglich die Daten exportieren oder speichert. Zusätzlich wurde nach 14 Tagen der Zugriff auf das Programm gesperrt. MECHDesigner erlaubte das Einfügen von Anfangs- und Endparametern, aber auch hier war es nicht möglich, die Daten zu exportieren.

Schließlich wurde Kurve_ok_nt Programm verwendet. Dies ist ein einfaches Freeware-Programm von Matthias Reininger. Mit dem Programm ist möglich Abschnitt mit konstanter Geschwindigkeit mit anderen Abschnitten verbinden. Die Nockenvelaufdaten können aus dem Programm sowie die Form der Nocke exportiert werden.

Im Anhang sind die Daten in Einzelschritten ($0,5^\circ$) aufgeführt. Dies sind: die Grundfunktionen (Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck), die Position der Rollenmittelpunktsbahn, die Werte der Grundfunktionen (Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck), der Krümmungsradius und der Hub der Nocke.

Nocken soll aus 30CrV9-Stahl oder ein anderer Hochkontakt-druck-stahl herstellen sein.

5.1.1 Ablenkennocken (78)

Das Konzept der Nocken verlasen sich auf Kooperation mit der Federn. Diese dienen dazu, das Werkzeug vom Werkstück abzulenken. Während der Schnittbewegung befindet sich der Nocken in der Hub-teil. Wenn sich der Stößel zurückbewegt, verringert sich der Grundkreisdurchmesser der Nocken.

Ein genaues Timing ist erforderlich, wenn das Werkzeug vom Werkstück ablenken wird. Daher wird eine Nocken ausgewählt. Der Werkzeugkipfabstand vom Werkstück betrug 0,4 mm. Dieser Abstand sicherstellt, dass das Werkzeug und das Werkstück nicht berührt werden.

Der Arbeitshub des Stößels beträgt 40 mm. Der konstante Schnittgeschwindigkeitsbereich beträgt 34 mm, symmetrisch positioniert. Dies bedeutet, dass das Werkzeug 3 mm hat, um seine Geschwindigkeit auf null zu reduzieren, und andere 3 mm zu auf Werkstückebene bei Rückbewegung sein.

Dies bedeutet, dass das Werkzeug, um einen Abstand von 0,4 mm zu erreichen, eine 6 mm-Bewegung eines Stößels (3 mm Ausgang, 3 mm Anlauf) hat. Auf dem Nocken, der die Hauptschnittbewegung bereitstellt, wird die Kurve, die eine Verlangsamung von einer konstanten Geschwindigkeit (oder Beschleunigung auf eine konstante Geschwindigkeit) bewirkt, auf einem Abschnitt der Größe 30° platziert. Alle Nocken im Mechanismus haben die gleichen Umdrehungen. Die Spezifikation gibt an, dass der Kurvenscheibe bei 60 ° einen Hub von 0,4 mm erreichen muss.

Der Achsenabstand beträgt 80 mm. Der Durchmesser des Wälzlager-deckel beträgt 113 mm. Der Nockenradius bei Hub beträgt daher 23,5 mm. Der Grundkreis der Kurvenscheibe beträgt 23,1 mm.

Aus dem Obigen folgt, dass der Nocken in die einzelnen Abschnitte unterteilt ist, die in der Tabelle gezeigt sind

Teil	I	II	III	IV
Abschnitt	330°-30°	30°-150°	150°-210°	210°-330°
Verlauf	Anstieg	Konstant	Abstieg	konstant
Radius (von-bis)	23,1 - 23,5 mm	23,5 mm	23,5-23,1 mm	23,1 mm

Tabelle 5.1: Abschnitte der Ablenkenocke

Geeignete Sinusoide wird als Anstiegfunktion ausgewählt. Dies liefert den niedrigsten Wert der maximalen Beschleunigung aus den angebotenen Funktionen. Gleichzeitig erfolgt keine große Veränderung in der Beschleunigungsverlauf. Der Nockenhub ist jedoch nicht groß und der Nocken hat ausreichend Abschnitt (60°), um diesen Hub zu erreichen. Die Beschleunigung erreicht daher niedrige Werte ($22.682 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$).

Aufgrund der geringen Beschleunigung und Geschwindigkeit ist der Drehmomentbedarf sehr gering (das maximale Drehmoment, das bei einer Federkraft von 5 kN und einem beschleunigten Gewicht von 7 kg erforderlich ist, beträgt 3,5 Nm).

Da die Kurvenscheibe nicht kompliziert ist, wurde sie vollständig in Autodesk Inventor entworfen.

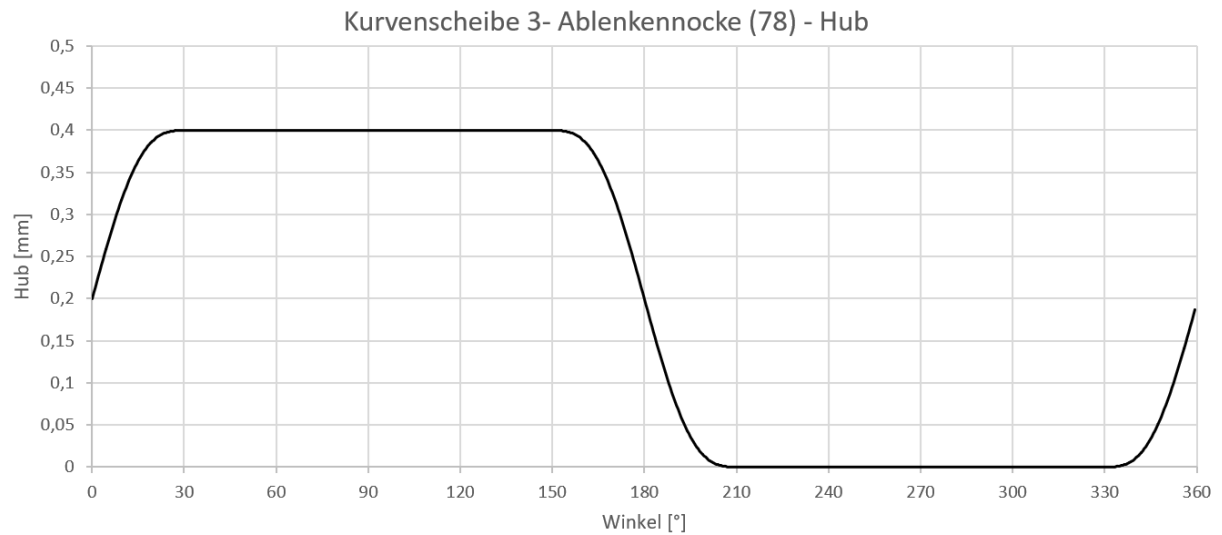


Abbildung 5.1: Verlauf der Hubkurve der Ablenkenocken

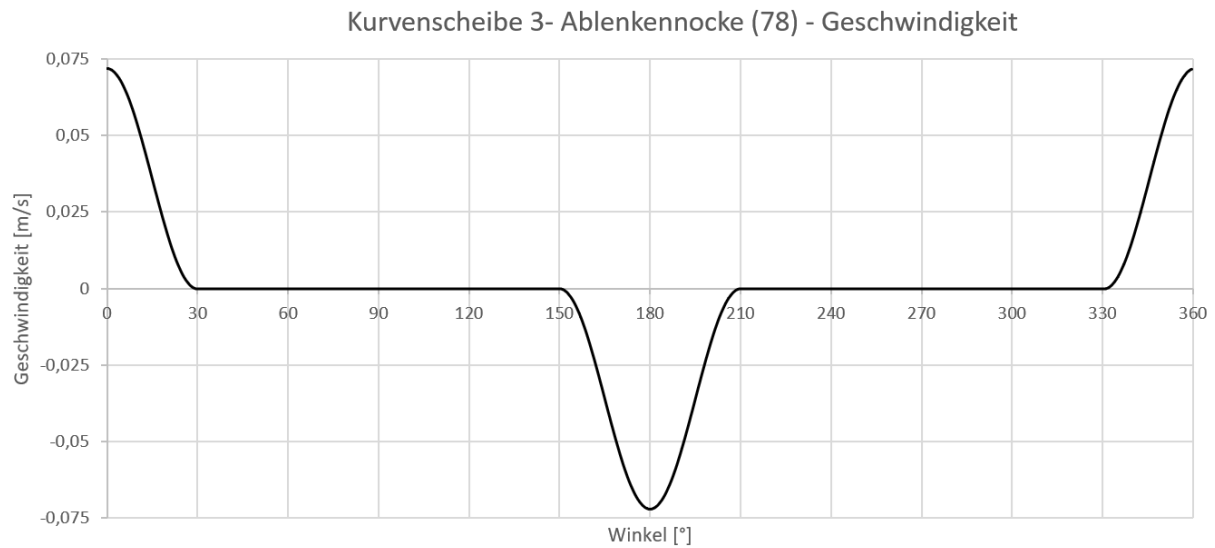


Abbildung 5.2: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Ablenkenocken

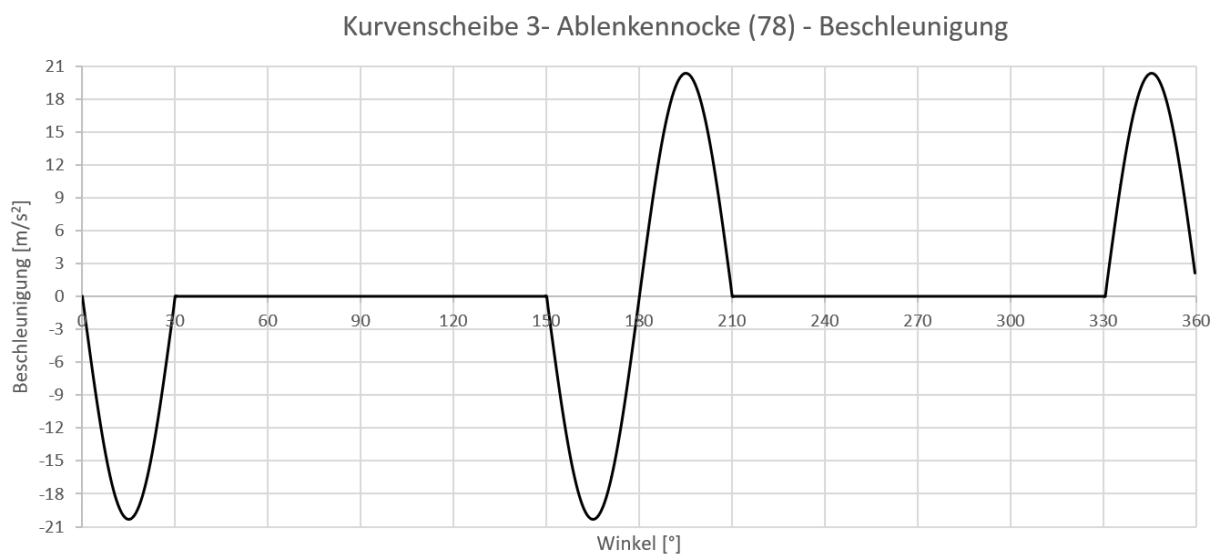


Abbildung 5.3: Verlauf der Beschleunigungskurve der Ablenkenocken

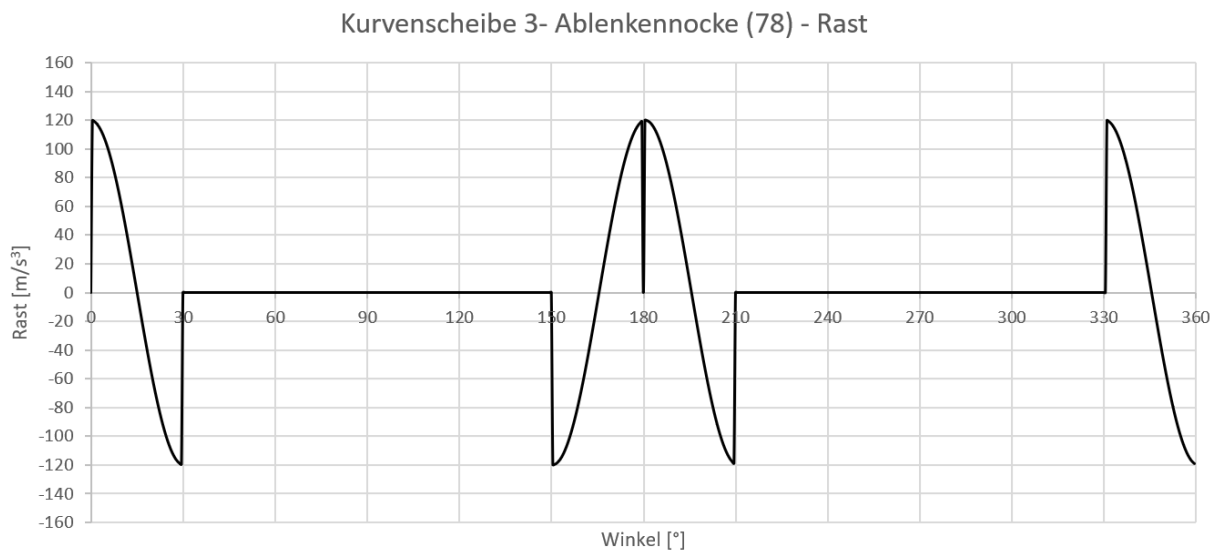


Abbildung 5.4: Verlauf der Rastkurve der Ablenkenocken

5.1.2 Drucknocken (19)

Die folgenden Parameter wurden für die Berechnung der Hauptbewegungsnocken eingegeben

- Konstante Geschwindigkeit im 34mm der Hub
- axiale Beschleunigung $300 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Rollenlagerdurchmesser 40 mm
- Breite 21 mm

Dank dieser Parameter mussten zunächst die grundlegenden geometrischen Abmessungen der Nocken ausgewählt werden.

Der Grundkreisradius des Nockens wurde aufgrund der begrenzten Aufbaumaße und der großen Kinematik der rotierenden asymmetrischen Komponente mit 40 mm gewählt. Aufgrund der hohen Beschleunigungsanforderungen des Systems sind die sowohl der negativen als auch der positiven Beschleunigungen ziemlich hoch. Da der Nocken jedoch nicht mit dem Federsystem zusammenarbeiten, die Möglichkeit, Rollenlager von der Nocken verzögert, wird durch den Nockenlager-Dämpfungsmechanismus gelöst.

Die Kurvenscheibe besteht wiederum aus vier Segmenten. Der erste Teil des Nockens muss auf eine konstante Geschwindigkeit beschleunigen und die Beschleunigung wieder auf null reduzieren. Dieses Nockensegment entspricht einem Abschnitt von 30° und Hub von 3 mm. Der nächste Teil der Nocken nimmt linear mit der Beschleunigung Null zu. In den letzten 3 mm der Hub verlangsamt die Geschwindigkeit auf null. Das vierte Segment der Nocken hat keine spezifischen Verlaufsanforderungen, daher wird die Sinuskurve als Beschleunigungskurve ausgewählt.

Teil	I	II	III	IV
Abschnitt	0° - 30°	30° - 150°	150° - 180°	180° - 360°
Verlauf	Anstieg	Konstant	Anstieg	Abstieg
Radius (von-bis)	40 mm – 43 mm	43 mm – 77 mm	77 mm – 80 mm	80 mm – 40 mm

Tabelle 5.2: Abschnitte der Drucknocke

Wie verlauf-Funktion dem ersten Teil des Anstieges wird eine modifizierte Sinusoide mit einem signifikant modifizierten Lambda ausgewählt. Lambda ist nahe bei 1 (0,999). Dadurch wird sichergestellt, dass die Geschwindigkeit auf den resultierenden Wert ansteigt und die Beschleunigung am Ende des Abschnitts auf 0 verlangsamt.

Der zweite Abschnitt der Nocken hält eine konstante Geschwindigkeit aufrecht. Während des 120° der Verlauf des Nockens erhöht sich der Abstand um 34 mm. Dies ist der standard-lineare Hubfunktion.

Der dritte Abschnitt hat die Aufgabe, die Nockengeschwindigkeit auf Null zu bringen. Es hat ein Spiegelmuster mit erste Abschnitt - es erreicht die gleichen maximalen Beschleunigungswerte wie den ersten Abschnitt. Die Funktion ist wiederum eine modifizierte Sinuswelle, der Lambda-Ansatz ist jedoch auf 0 begrenzt (0,001)

Der vierte Abschnitt sorgt für eine Rückwärtsbewegung des Stößels. Es wurde der Lauf mit der kleinsten Beschleunigung mit kontinuierlicher Wellenform gewählt – geeignete Sinusoide. Es gibt keinen Unterschied zwischen verlauf der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen zwischen Abschnitten.

Die an 900 U/min dimensionierte Nocken hat eine maximale Beschleunigung von $262 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (Abschnitt 1 und negativer in Abschnitt 3). Daher erfüllt es die Forderung nach maximaler Beschleunigung.

Das Programm berechnete weiter, dass das erforderliche Drehmoment der Nockenwelle eine Mindestgröße von 70,6 Nm haben muss. Bei dieser Größe ist es sicher, dass der Nocken eine Kraft von 7 kN erzeugen kann.

Da es nicht möglich war, ein Programm zu finden, das ein Nockenmodell generiert, enthält der Anhang eine Nockenform in XY-Koordinaten.

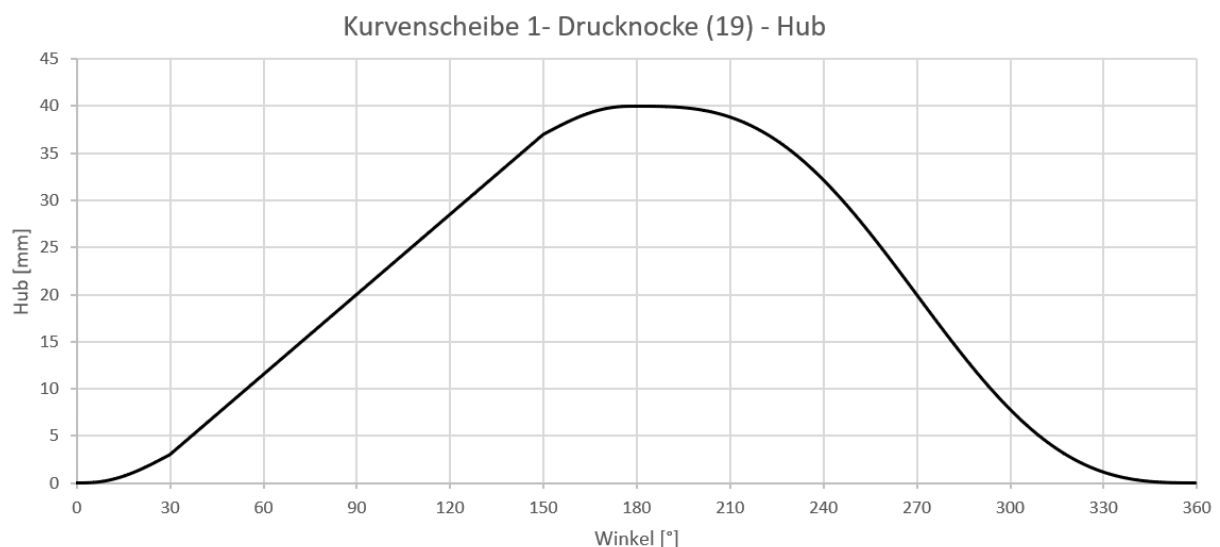


Abbildung 5.5: Verlauf der Hubkurve der Drucknocken

Kurvenscheibe 1- Drucknocke (19) - Geschwindigkeit

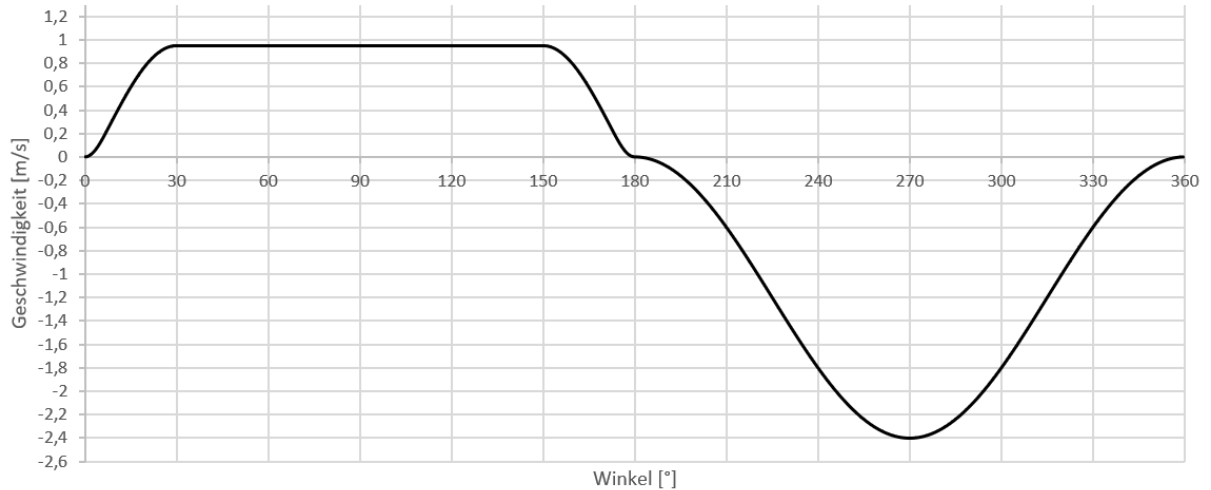


Abbildung 5.6: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Drucknocken

Kurvenscheibe 1- Drucknocke (19) - Beschleunigung

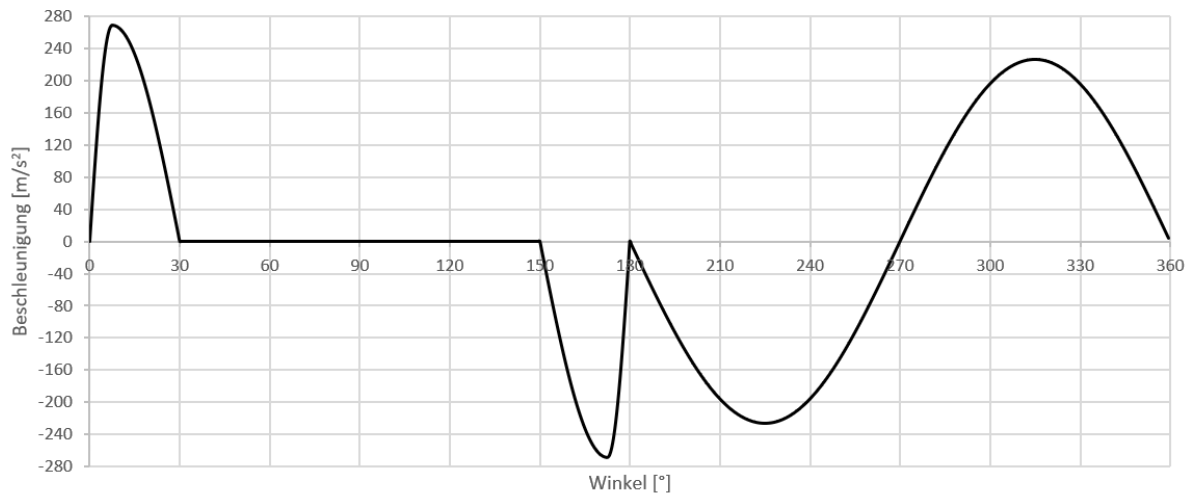


Abbildung 5.7: Verlauf der Beschleunigungskurve der Drucknocken

Kurvenscheibe 1- Drucknocke (19) - Rast

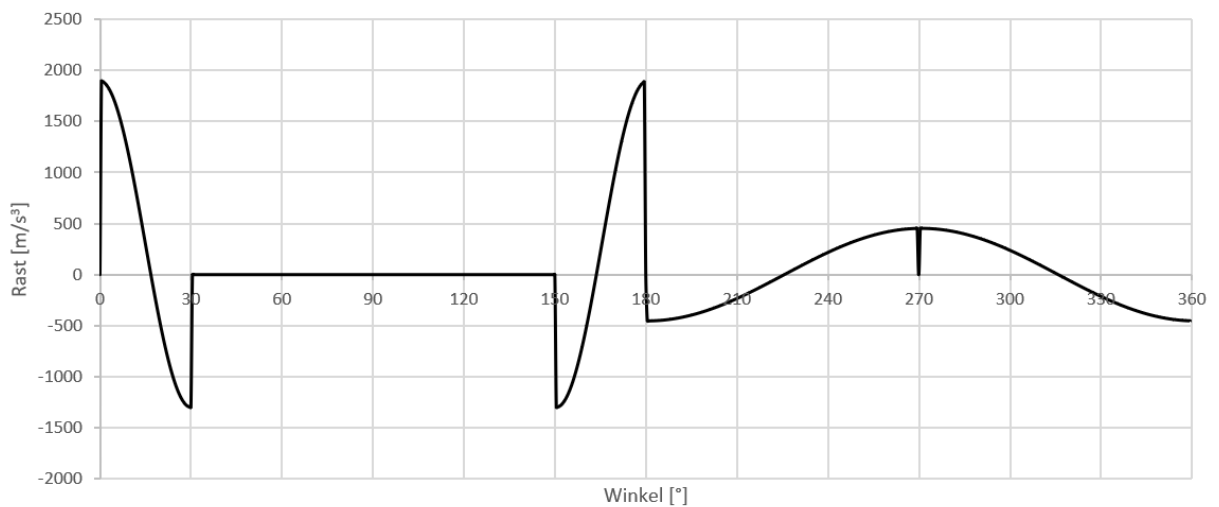


Abbildung 5.8: Verlauf der Rastkurve der Drucknocken

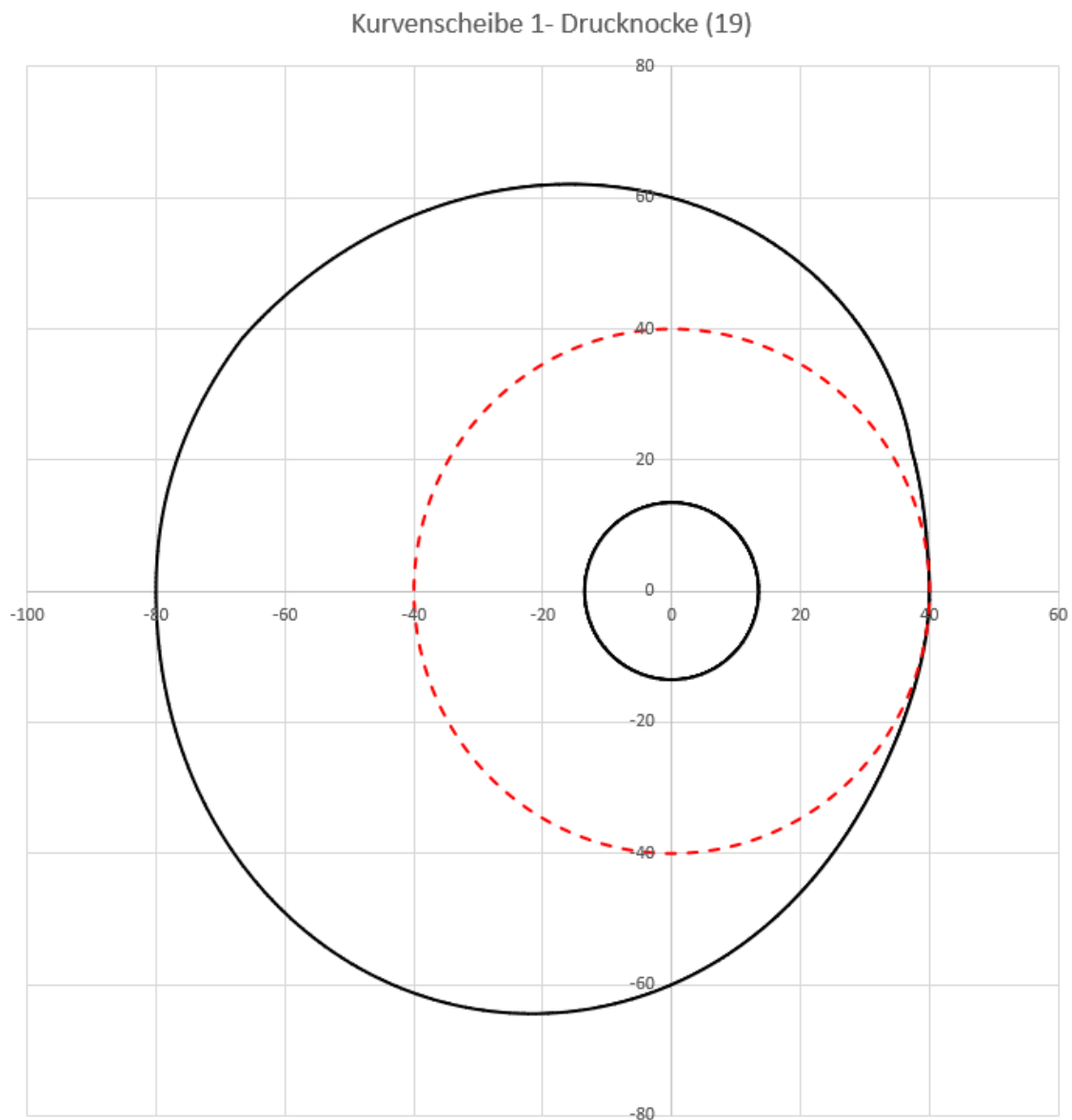


Abbildung 5.9: Form der Drucknocken

5.1.3 Zugnocken (20)

Da dem Mechanismus die Federn fehlen, die einen Kontakt zwischen dem Nocken und dem Rolllager herstellen, ist es erforderlich, den Verlauf des Nockens, der eine Rückbewegung bereitstellt, zu berechnen.

Diese Nocken hat gegenüber dem Drucknocken eine umgekehrte Kurve. Gleichzeitig hat der Rolllager einen kleineren Durchmesser (19 mm) und es wird ein kleinerer Nockendurchmesser (Aufgrund der Einbaumaßen) gewählt. Fortgeschritten Nockenberechnungssoftware kann eine gerade inverse Nockenfunktion bieten. In unserem Fall war es notwendig, den großen Radius des Grundkreises zu wählen, aus dem die Kurve des Nockens abgerechnet wird. Bei der Auswahl der gleichen Kurvenparameter (wie bei der Konstruktion der Drucknocken) wurde nur eine Inversionsnocken mit angepasster Anstiegsrichtung angezeigt. Die Berechnung beinhaltete natürlich einen kleineren Durchmesser des Rolllagers.

Während des Nockenverlaufüberprüfung wurde festgestellt, dass sich die Position des Hubs zwischen den Nocken minimal unterscheidet (0,001). Diese asymmetrischen Werte lösen jedoch das Dämpfungssystem.

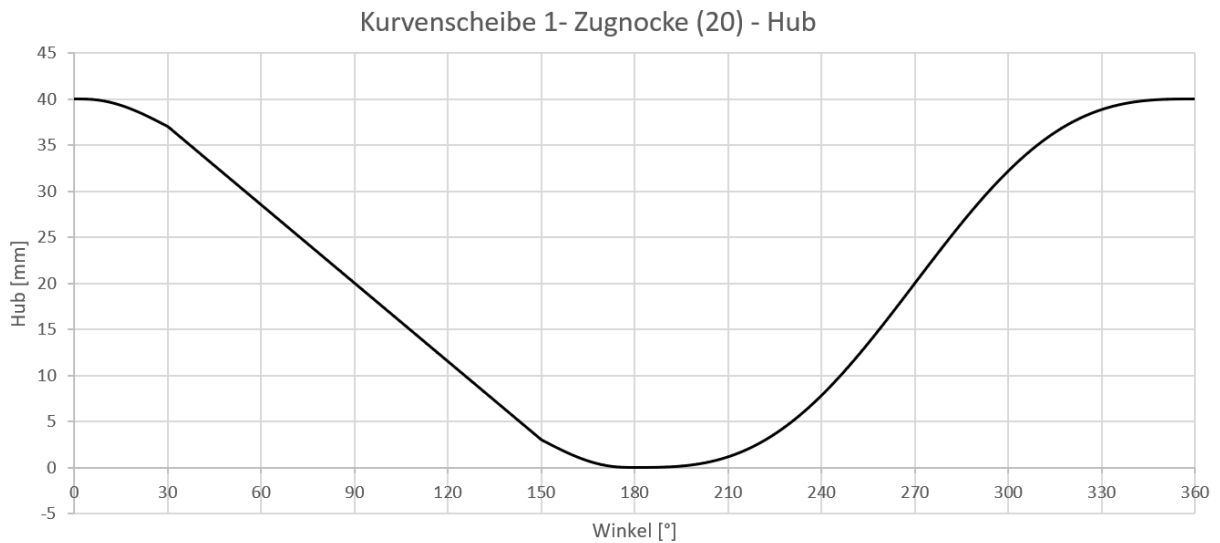


Abbildung 5.10: Verlauf der Hubkurve der Zugnocken

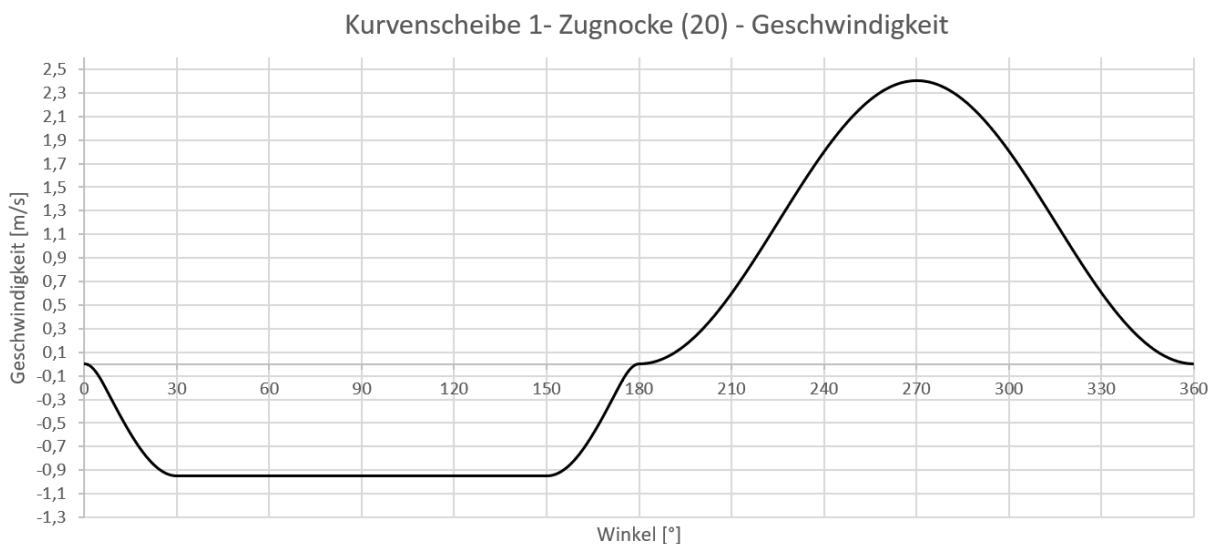


Abbildung 5.11: Verlauf der Geschwindigkeitskurve der Zugnocken



Abbildung 5.12: Verlauf der Beschleunigungskurve der Zugnocken



Abbildung 5.13: Verlauf der Rastkurve der Zugnocken

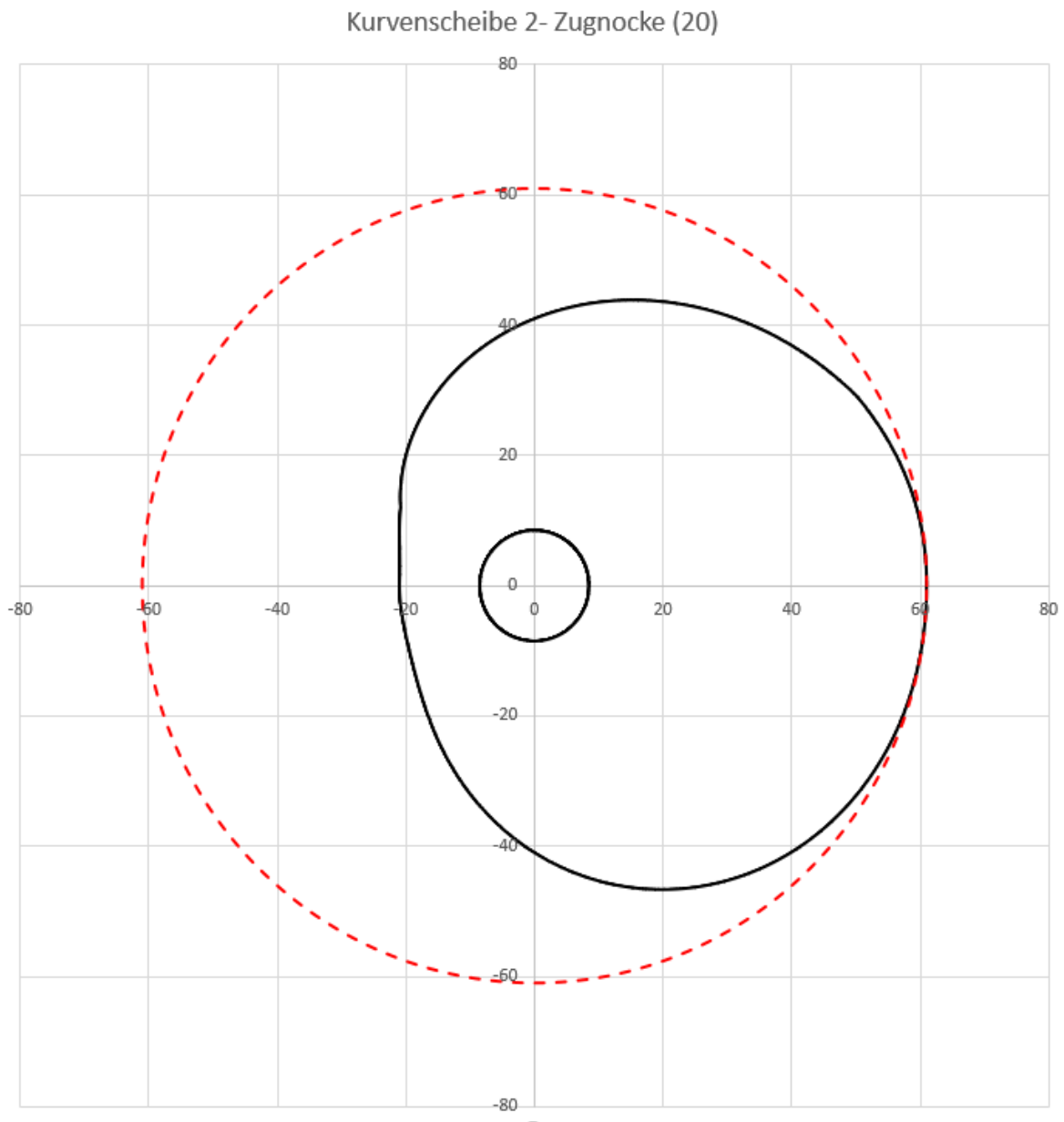


Abbildung 5.14: Form der Zucknocken

5.2 Dimensionierung des Dämpfungssystems

Das Dämpfungssystem sorgt dafür, dass beide Nockenrollen in allen Nockenpositionen ständig Kontakt haben. Gleichzeitig werden kleine Durchmesserunterschiede zwischen den beiden Nocken gelöst. Die Anforderungen an dieses Federungssystem sind, dass bei höchstmöglicher Beschleunigung, die beide Rolllager Kontakt mit Nocken haben. Die höchste Beschleunigung des Systems beträgt $262 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Das System ist dann auf Beschleunigung von $300 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ dimensioniert. Das Gewicht aller Teile, die mit dem Stößel bewegt, beträgt circa 5 kg (Stößel, Arm, Hebeln, Lager usw.). Die Gesamtkraft, die die Bindung überwinden muss, beträgt 1,5 kN. Diese Kraft ist in 2 Dämpfungssysteme unterteilt. Die Federn des Dämpfungssystems müssen daher eine Druckkraft von mindestens 0,75 kN erzeugen.

Aufgrund der Anforderung an geringe Abmessung des Gesamtsystems wurde ein Satz von 6-Tellerfedern ausgewählt. Diese Federn sind gegeneinander montiert und erzeugen eine Kraft von 0,9 kN. Ihr Außendurchmesser beträgt 16 mm und die Blechstärke beträgt 0,9 mm. Die maximal erzeugte Kraft beträgt 1,3 kN. Der maximal zulässige Hub beträgt 1,5 mm, was ausreichend ist.

5.3 Dimensionierung der Federn der Ablenkenmechanismus

Diese Federn haben die Aufgabe, einen Druck auf den Ablenkennocken zu erzeugen, so dass der Mechanismus immer kontakt hat, wenn sich der Nocken bewegt. Gleichzeitig wird beim Stoßen eine Haltekraft erzeugt. Wenn das Material jedoch entfernt wird, wirkt die Kraft hauptsächlich auf die Nocken.

Die Tellerfedern werden aufgrund ihrer Festigkeit und Kompaktheit wiederverwendet. Es werden zwei Sätze von vier spiegelangeordneten Federn verwendet. Dies sind Federn mit einem Außendurchmesser von 28 mm und einer Blechstärke von 1,2 mm. Beide Baugruppen zusammen erzeugen eine Kraft von ca. 4 kN. Die Federn befinden sich am Kern um sie sich nicht bewegen.

5.4 Lagerberechnungen

Es gibt eine große Anzahl von Lagern im Mechanismus. Die meisten Lager werden vom SKF-Hersteller verwendet. Dieser Hersteller bietet eine Vielzahl von Lagertypen mit der entsprechenden Dokumentation.

Die einzigen Lager, die nicht SKF sind, sind Nadellager, die sich zwischen dem inneren und Hauptzylinder befinden, und die Schrägkugellager, die die HSK-Welle lagern. INA verwendet jedoch ähnliche Gleichungen für die Berechnung der Lebensdauer.

Lager, die mit niedrigen Winkelgeschwindigkeiten (Axiallager am Stößel befindet, Nadellager zwischen Innenzylinder und Hauptzylinder, Gleitlagern im Ausrichtungshebel, Lager des Schneckenrads) rotieren, weisen eine niedrige Geschwindigkeit auf, die mit einer statischen Tragfähigkeit berechnet wird.

Die Ergebnisse der Lagerlebensdauer in Stunden sind in der Tabelle 4.3 (wie L_{10h}) angegeben.

Her- stel- ler	Lager	Typ der Rollele- ment	Zahl	C	C ₀	P _r [kN]	P _a [kN]	n	L ₁₀	L _{10h} [h]
SKF	NATV 6 PPXA	Nadel	2	5,28	8	0,9		2700	364,2	2248
SKF	NUTR 17 A	Nadel	2	19	22	3,5		1300	180,1	2310
SKF	7304 BECBY	Kugel	2	20,4	11,2	4		2200	132,7	2466
SKF	AXK 3047	Axial Na- del	1	15	72		22	1,25	150,4	2005921
SKF	AXK 2542	Axial Na- del	1	13,4	60		4,8	1,25	4532,8	60437355
SKF	NU 202 ECP	Zylinder	4	12,5	10,2	3		900	116,4	2156
SKF	63003 -2RS1	Kugel	2	6,05	3,25	1		900	221,4	4101
SKF	63003 -2RS1	Kugel	2	6,05	3,25	1		900	221,4	4101
SKF	63003 -2RS1	Kugel	1	6,05	3,25	0,5		1,25	1771,6	23620813
SKF	6200-2RSL	Kugel	1	5,4	2,36	0,5		18	1259,7	1166400
SKF	6200-2RSL	Kugel	2	5,4	2,36	0,5		18	1259,7	1166400
SKF	6000-2RSH	Kugel	1	4,75	1,96	0,5		18	857,4	793865
SKF	61900-2RSL	Kugel	1	2,7	1,27	0,5		18	157,5	145800
INA	K26X30X22	Nadel	2	15,7	28,5	0,5		1,25	9691	1298354
SKF	PCM 171920 E	Gleit	4	27	85	5,5				9100
SKF	AXK 1730	Axial Na- del	6	11	40,5		4			
SKF	NKIB 5914	Nadel	1	84,2	163	3		350		
INA	7209-B-XL- 2RS-TVP	Kugel	2	37,5	27	3		900	22109	1052818

Tabelle 5.3: Lebensdauer der Lager

Bei einigen Lagern war es schwierig, die auf sie einwirkenden axialen oder radialen Kräfte zu bestimmen. Daher wurde die geschätzte maximal mögliche Kraft gewählt. In allen Fällen der Kraftschätzung werden die Lager jedoch nicht stark belastet. Ihre Verwendung ist ausreichend überdimensioniert.

Die auf die Axiallager des Stößels wirkende Kraft wird nach der SKF-Formel berechnet. Bei Drehzahlen von weniger als 10 U/min wird mit die statische Tragfähigkeit C_0 berechnet, und die wirkende Kraft ist 4-mal multipliziert. In Bezug auf die Sicherheit wurde der Wert höher gewählt.

Bei Gleitlagern und Axiallagern an den Armen kann nicht eindeutig bestimmt werden, welche Lagergeschwindigkeit sie erreichen. Es sind nur schwingende Bewegungen in der Größenordnung von weniger als 1° . Daher werden sie statisch geladen. SKF bietet ein Tool zur Berechnung der Gleitlagerlebensdauer. Es ist notwendig, den Schwingungswinkel zu kennen. Dies

ist 1°. Bei Eintreffen anderer Unbekannter wurde eine Lebensdauer von 9100 Stunden berechnet. Axiallager sind mit einer Vorspannkraft von 0,5 kN belastet.

Die Lebensdauer der Lager beträgt mindestens 2156 H. Diese Zahl scheint klein zu sein, der Mechanismus ist jedoch nicht für den Dauerbetrieb ausgelegt.

5.5 Linearlager

Das Lager wird gemäß den Formeln für SKF-Unternehmensberechnungen berechnet, die in ihrem Katalog verfügbar sind.

Erste muss die durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit des Lagers berechnet werden. Dies wird einfach nach der Formel berechnet. Bei 900 U / min beträgt die durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit des Mechanismus 1,2 m/s

Diagramm im der Abbildung 3.1 zeigt, dass die spezifische Lagerbelastung p bei Aufrechterhaltung einer optimalen Lebensdauer $0,2 \text{ N/mm}^2$ beträgt. Der Lastindex ($2 \cdot F_w \cdot C_4$) für LPAR 40 beträgt 2000 mm^2 . Die Änderung der Gleichung legt daher nahe, dass die maximal aufgebraachte Radialkraft 400 N nicht überschreiten sollte, um eine optimale Lebensdauer zu erhalten. Bei dem Stoßen wird das Lager hauptsächlich axial belastet. Radiale Kräfte entstehen jedoch durch das Entfernen des Materials. Mit dem Wert der maximal möglichen Radialkraft muss Technologen berechnen, um der Spangröße recht zu bestimmen.

Diese Radialkraftwert basiert jedoch auf dem Fall, in dem das Lager nicht geschmiert ist. Bei Schmierung oder Teilschmierung kann sich die Lebensdauer verdoppeln. Wenn sind die Umdrehungen auf 800 reduziert, erhöht sich die erträgliche Kraft auf 600 N.

Bei der Dimensionierung der Radialkraft ist auch davon auszugehen, dass der Lager nicht über seine gesamte Länge konstant belastet wird. Lager wird nur an der Spitze belastet, wodurch die Kraftverteilung auf das Lager geändert wird (der Lastindex wird verringert). Um herauszufinden, wie stark sich dies auf die Lebensdauer des gleitlagers auswirkt, wäre eine experimentelle Messung erforderlich.

Beim Schmieren des Lagers und einer Radialkraft von 400N kann eine Lebensdauer von mehr als 2500h erreicht werden.

5.6 Getriebe Berechnungen

Da der Mechanismus insgesamt sieben Getriebe enthält, ist es notwendig, einige von ihnen zu berechnen. Das Planetengetriebe wird in dieser Arbeit als gekaufte Komponente betrachtet und zählt daher nicht. Die an dem stärksten belasteten Getriebe ist das Schräg-kegelgetriebe. Dieses Getriebe überträgt die Drehbewegung der Spindel auf den Nocken und daher hat die größte Kraftübertragung. Eine weitere beanspruchte Getriebe ist die Schrägstirnradgetriebe, die das Drehmoment und die Drehzahl auf der Ablenkennocken überträgt. Letzte Getriebe ein Schneckengetriebe ist. Es bietet eine Wälzbewegung.

Die übrigen Getriebe sind nicht ausreichend belastet und müssen nicht speziell berechnet werden.

Alle Zahnräder wurden im Autodesk Inventor-Zahnradgenerator entworfen. Um die korrekte Berechnung zu gewährleisten, wurden die drei am meisten belastenden Zahnräder (Kegelradgetriebe, Schrägstirnradgetriebe und Schneckenradgetriebe) in Software MathCAD berechnet. Die Berechnungen werden im Anhang enthalten.

Berechnung von Zahnrädern ist nach ISO-Standards berechnet.

Die vorgeschlagenen Abmessungen werden in der Berechnung überprüft, das Zahnradmaterial wird bestimmt, das Material gewählt Zahnrad, und ihre Sicherheitskoeffizient gegen Ermüdungsschäden an Zahnflanken und Ermüdungssicherheitskoeffizient an dem Fuß der Zähne wird berechnet.

Die Tabelle 4.3 listet die alle Sicherheitskoeffizienten und ausgewählten Materialien.

Typ der Getriebe	Moment an der Abtriebswelle (erforderlich / höchst möglich)	Sicherheitskoeffizient gegen Ermüdungsschäden an Zahnflanken	Ermüdungssicherheitskoeffizient an dem Fuß der Zähne	Material
	M [Nm]	S_H	S_F	
Schräg-stirnradgetriebe	3,5	2,186	23,587	35S20
	32	1,329	8.815	
Kegelradgetriebe	70,6	2,051	4,022	51CrV4
	230	1,137	1,235	
Schneckengetriebe	6,2	1,384	1,303	GJS-HB155/C16E

Tabelle 5.4: Sicherheitskoeffizienten und materialen in den Getrieben

Schneckengetriebe hat die Sicherheit nur gegen das höchstmögliche Drehmoment des Schneckengetriebes berechnet.

Die Berechnungen zeigen, dass die vorgeschlagenen Getriebe für die Verwendung in dem Stoßeinheit ausreichend dimensioniert sind.

6 Entwurf der Komponenten

In diesem Teil der Arbeit wird das Design aller wichtigen Teile des Systems vorgestellt. Neben ihrer Ausführung werden die Anforderungen an diese Komponente erläutert.

Das System besteht aus sieben Unterbaugruppen.

Die Werte in Klammern hinter dem Name der Teil beziehen sich auf die Stückliste und die Zeichnung.

Die gesamte Einheit ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Das Gewicht des gesamten Systems beträgt ca. 38 kg.

Abbildung 6.2 zeigt den Mechanismus des Systems. Die Drucknocken sind rot markiert, die Zugnocken sind grün markiert.



Abbildung 6.1: Stoßeinheit



Abbildung 6.2: Gesamtes System ohne Gehäuse

6.1 Unterbaugruppe der Stößel (F)

Stößel ist eine Baugruppe, die zusammen mit der Wälzbewegung des Werkzeugs eine Schnittbewegung ausführt. Es überträgt dann die Kraft von der Nocken auf das Werkstück. Die Baugruppe besteht aus mehreren Hauptteilen. Sie sind: Hauptzylinder, Innenzylinder, Axial-Nadellager und Miniatur-Linearführung.

Der Hauptzylinder (48)

Der Hauptzylinder ist ein wichtiger Teil des Systems. Diese Zylinder überträgt die Hauptschneidbewegung von der Nocken auf das Werkstück. Sein Durchmesser beträgt 40 mm und übersetzt nur die translatorische Bewegung. Er ist mit dem inneren Zylinder (rotierende Bewegung) radial verbunden mit *SKF K 26x30x22 ZW* Nadellager. Das heißt, dass diese Nadellager haben keinen inneren oder äußeren Ring. Diese Lösung wurde unter dem Gesichtspunkt ihres niedrigen Profils ausgewählt, das ideal für den Einsatz in engen Räumen ist. Ihr Innenmaß beträgt 26 mm und der Außendurchmesser 30 mm. Dies bedeutet, dass der Innendurchmesser des Zylinders über seine gesamte Länge 30 mm beträgt.



Abbildung 6.3: Unterbaugruppe der Stößel

Die Kraftübertragung zwischen dem inneren Zylinder und dem Hauptzylinder ist durch die Axial-Nadellager gelöst. Da das Axial-Nadellager nur in genormten Abmessungen hergestellt wird, muss die Zylinderform an diese Besonderheiten angepasst werden. Der kleinste Innendurchmesser, den der Ring erreichen kann, beträgt 26 mm. Es wurde daher aus dem SKF Katalog das Lager *AXK 3047* nehmen. Dieser Lager hat einen Außendurchmesser von 47 mm, was 7 mm größer ist als der für das Linearlager erforderliche Durchmesser. Daher umfasst die Vorderseite des Konus eine Abschrägung und eine Vergrößerung des Durchmessers auf 47 mm. Oben ist der Zylinder an dem Arm befestigt, der die Kraft von der Nocken trägt. Dieser Arm überträgt die höchste Kraft im gesamten Mechanismus, so dass die Verbindung zwischen dem Zylinder und der Zylinder sehr solide ist. Das Ende des Hauptzylinders ist daher auf einen Durchmesser von 38 mm eingestellt, es gibt eine Nut für das MB Sicherungsblech und das Teil enthält ein Gewinde für die KM Wellenmutter. Bei Rückwärtsbewegungen erreicht die Kraft nicht so Größe wie bei Schnittbewegung. Die Umkehrkraftübertragung ist daher mit der axialen Sicherung des inneren Zylinders (zusammen mit den zwei Bolzen, die den Arm an seinem Platz sichern) sichern. Zur Übertragung der Kraft, die die Schneidbewegung ausführt, ist der

gesamte Arm noch durch eine Mutter gesichert, so dass die Kraft durch beide Radialschrauben, die Stützfläche auf den Zylinder und das Gewinde, das durch die KM Wellenmutter bereitgestellt wird, übertragen wird.



Abbildung 6.4: Hauptzylinder

Durch die Verbindung des Arms mit der KM-Mutter, den Radialschrauben und der axialen Lager ist die Kraftübertragung an allen Zylinderpositionen gewährleistet.

Eine weitere Anforderung an den Zylinder ist seine exakte Form und sein Material. Da der Zylinder an seinem Außendurchmesser in direktem Kontakt mit dem Linearlager steht, muss er die vom Lagerhersteller definierten genauen Abmessungen und Toleranzen aufweisen. Grundvoraussetzung ist die Härte. Mindestens 50 HRC aus Linearlageranforderungen und Härte zwischen 56 und 64 HRC aus Lagerkäfiganforderungen - daher muss der Zylinder aus einem Material mit hoher Härte hergestellt werden. Eine weitere Anforderung ist die Oberflächenrauigkeit von 0,3 Ra. Die Toleranz des h7-Durchmessers ist die Toleranz der Form, die bei 40 mm eine Toleranz von 0 bis -25 μm bedeutet. Andere geometrische Toleranzen sind 11 μm Kreisförmigkeit, 9 μm Zyklizität und 100 μm Linientoleranz. Für den Innendurchmesser des Zylinders gibt der Hersteller an, dass die Lagerbohrung eine Oberflächenrauigkeit Ra von 0,3 und einen Kreis von bis zu 6 μm aufweisen muss.

Inneren Zylinder (49)

Der inneren Zylinder wandelt die Rollbewegung von dem Getriebe zum Werkzeug um, während er die Bearbeitungskraft vom Werkzeug zum Hauptzylinder umwandelt. Es führt daher eine kombinierte Bewegung aus. In seinem inneren Teil ist eine Abstützung für lineare Führungen vorgesehen, die diese rotatorische Bewegung tragen. Der äußere Teil enthält Radiallager und Nuten für die Sicherungsringe dieser Lager. Der Außerdurchmesser beträgt 26 mm. Der Innendurchmesser des Zylinders ist aufgrund der räumlichen Anforderungen der Linearführung so groß wie möglich. Deshalb ist der Innendurchmesser 20 mm. Da die Innenzylinder keine Axialkraft überträgt, muss die Wand nicht breiter als 3 mm sein. Die Auflagefläche für

den Axial-Lager hat eine Rauheit R_a von 0,3. Der Zylinder enthält 6 Gewindebohrungen M2 für Schrauben, die die Führung an seinem Platze festhält. Die Schrauben befinden sich nicht in der Lagerstelle, so dass ihre Löcher durch die Zylinderwand verlaufen. Gegenüber diesen Löchern befinden sich größere Löcher auf dem Innensechskantschlüssel in der nachfolgenden Montage der Führung. Da sich die Lager am Außendurchmesser des Zylinders befinden, muss die Oberfläche eine vom Hersteller angegebene Toleranz aufweisen. Die Oberflächenrauigkeit unter dem Lager darf R_a 0,3 μm nicht überschreiten. Das Material sollte eine Härte zwischen 56 und 64 HRC haben. Es besteht daher aus dem gleichen Material wie der Hauptzylinder. Geometrische Toleranzen für Kreisflächen bis 5 μm für Bereiche unter dem Lager.

Ein Gewinde für eine KM-Mutter mit einer MB- Sicherungsblech befindet sich im Verbindungsteil des Innenzylinders. Diese sorgen zusammen mit einem weiteren am Arm befindlichen Axial-Nadellager *SKF AXK 2542* mit zwei Lagerscheiben für eine axiale Fixierung. Gleichzeitig sorgt der Axial-Nadellager für eine rollende Bewegung. Die KM-Mutter spannen diese Verbindung einfach vor.

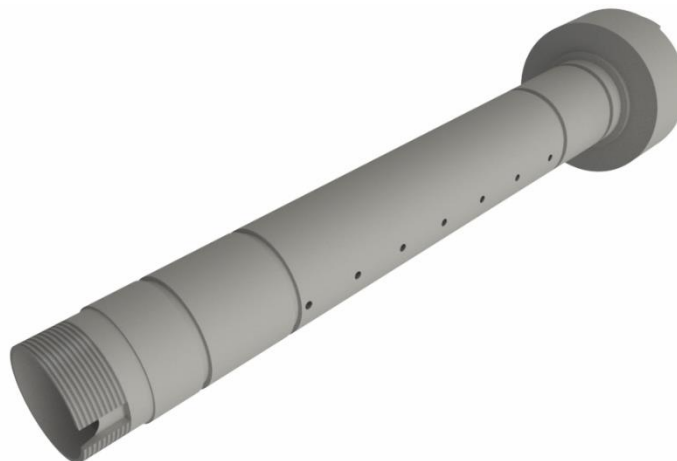


Abbildung 6.5: Inneren Zylinder

Unterteil der Zylinder hat Durchmesser von 47 mm und enthält einen Werkzeughalter. Dieser Abschnitt wird angepasst nach dem Wunsch der Kunde. Es können kleine Abmessungen von Werkzeugkegels implementiert werden, die üblicherweise für die Stoßwerkzeugen verwendet werden. Am häufigsten werden Morse MK 2, 3, 4-Kegel nach DIN228-A verwendet – mit ein Gewinde an Ende der kegel. Einige Werkzeuge verwenden abgekürzte Morsekegel.

Der Mechanismus verwendet einen Standard-Morsekegel der Größe 2 mit einem M10-Gewinde am Ende.

Bei der Verlängerung des Zylinders kann nahezu jedes Werkzeuggestaltungssystem implementiert werden. Die Implementierung eines automatisierten Systems würde jedoch eine Überarbeitung der internen Anordnung des Mechanismus erfordern.

Führungsunterlage (52)

Für eine einfacher und billigere Produktion des inneren Zylinders wurde beschlossen, die innere Teil der Zylinder rund zu lassen. Dies ist hinsichtlich der Herstellung vorteilhaft, wenn die Herstellung dieses Lochs nicht kompliziert ist. Linearführungen gleiten auf dem Schienen, der auf einer ebenen Fläche liegen muss. Daher wurde eine Unterlage entworfen, der unter der Führung platziert wird. Diese Unterlage hat eine Seite mit einem Bogen mit einem Radius von 10 mm und die andere Seite ist ausgerichtet. Die Gesamthöhe der Unterlage beträgt 3,8 mm. Seine Herstellung wird wahrscheinlich die einfachste Art sein, aus einem Stab mit einem Durchmesser von 20 mm zu fräsen. Die Unterlage enthält natürlich Löcher für die vorbeiziehenden Schrauben der Führung. Ihr Durchmesser beträgt 2,4 mm.

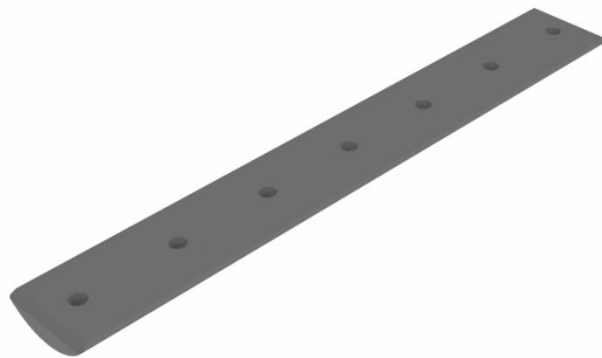
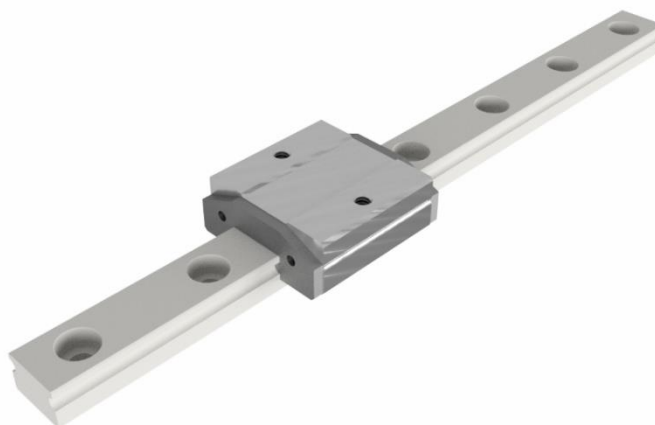


Abbildung 6.7: Führungsunterlage

Miniaturwälzführung (75)

Eine Miniaturlinearführung wurde gewählt, um die Rollbewegung auf den inneren Zylinder zu übertragen. Im Prinzip wirken die Schienen der Führung (die an dem inneren Zylinder befestigt ist) zusammen mit dem Stößel der Translationsbewegung, während der Wagen stationär ist. Die Radialkraft überträgt die Rollbewegung auf den inneren Zylinder. Die Linie hat die gleiche Geschwindigkeit und Beschleunigung wie das Stößel. Die Miniatur-Wälzführung *Schneeberger MINIRAIL MNN 7* mit *LUBE-S* ist verwendet. Diese Führung hat eine Breite von nur 17 mm, was für ein niedriges Profil und kleine Einbaumaße sorgt. Gleichzeitig bietet es jedoch



eine ausreichende Vorschubgeschwindigkeit.

Abbildung 6.8: Schneeberger MINIRAIL MNN 7

Auf dem Wagen ist eine Führungswagenträger (53) montiert, mit der die Welle verbunden ist, die die Rollbewegung trägt. Die Führungswagenträger ist wiederum hinsichtlich der Einbaumaße des gesamten Mechanismus ausgelegt.

6.2 Unterbaugruppe der Führung des Stößels (C)

Die Baugruppe der Führung des Stößels besteht aus mehreren Komponenten. Sie sind ein Linearlager-lagerung, ein Linearlager, ein Wälzlager, lineare Führungen und Tellerfedern.

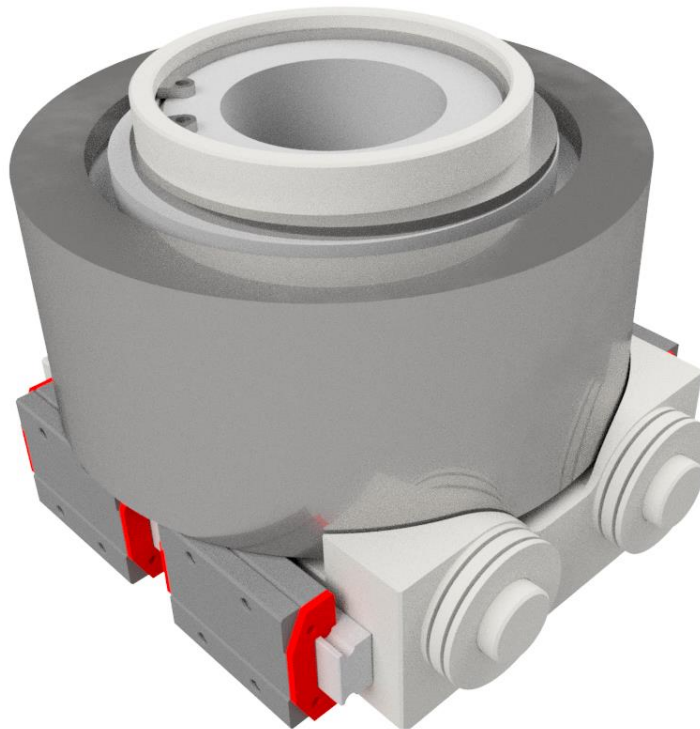


Abbildung 6.9: Unterbaugruppe – Führung des Stößels

Linearlager (55)

Ein wichtiges Element des gesamten Mechanismus ist das Lineare Lager. Beim Vergleich aller Arten der Führung des Stößels hat sich das praktischste Linearlager herauskristallisiert. Es wurde entschieden, ein linear-Gleitlager zu verwenden. Dieses Lager kann sowohl hohe Geschwindigkeit als auch Beschleunigung aushalten. Sein Nachteil ist ein höherer Reibungswiderstand.

Ein *SKF LPAR 40* Lager wurde ausgewählt. Dieses Lager hat Gleitflächen, die in zwei Teile unterteilt sind. Gleichzeitig ist die Gleitfläche nicht auf kleinen Flächen teilen und hat daher eine höhere Tragfähigkeit.

Anforderungen für den Einbau dieses Lagers sind: h8 für die Welle und H7 für die Gehäuse.

Linearlager-lagerung (50, 51)

Der Linearlager-lagerung ist der komplizierteste Teil dieser Unterbaugruppe. Der Körper muss die Fixierung des Linearlagers sicherstellen, gleichzeitig muss er jedoch eine Seitwärtsbewegung (die erforderlich ist, um das Werkzeug vom Werkstück kippen) und einen Nockenkontakt bereitstellen. Seine Höhe wird durch die Länge des Linearlagers bestimmt. Zu dieser Länge müssen wir noch Platz hinzufügen, um dieses Lager zu fixieren. Das Linearlager hat einen Außendurchmesser von 62 mm. Die Anforderungen des Lagerherstellers sehen vor, dass die Linearlagerbohrung bei der Toleranz H7 herzustellen ist. Das Nockenlager ist um das Linearlager herum montiert. An der Unterseite wird das Lager von einem Vorsprung im Lagerkörper getragen, wobei der obere Teil durch einen Sicherungsring gesichert ist. Da es sich um ein massives Lager handelt, werden die Toleranzen für den Wellendurchmesser nicht wesentlich reduziert. Die Welle sollte in h7 Präzision gefertigt werden. Der linke Teil enthält eine Platz für den Lagerung der Ablenkennockenlager. Der rechte Teil der Lagerung enthält einen Raum zum Tragen der Federn, die den Kontakt mit dem Nocken mit dem Nockenlager sichern. Die Federn sind in der Mitte zwischen linear Führung und kontakt Fläche der Nocken mit Wälzlager.

Aufgrund der einfachen Herstellung ist das Bauteil in zwei Teile unterteilt. Beide Teile werden zusammengepresst. Dies reduziert die Produktionskosten erheblich.



Abbildung 6.10: Linearlager-lagerung Teil 2 (51)



Abbildung 6.11: Linearlager-lagerung Teil 1 (50)

Wälzlager (73)

Das Nockenlager überträgt die Verlauf der Nocken und überträgt dieses an Linearlager-lagerung. Es ist ein Lagertyp *SKF NKIB 5914* benutzen. Dieses Nadel-Schräggugellager ist eine Nadellager mit massiven Ringen mit einem Innendurchmesser von 70 mm. Gleichzeitig enthält es jedoch eine Reihe von Kugellagern, die axiale Kräfte aufnehmen. Die Außenwand des Lagers hat 3 mm. Auf dem Lager ist ein Wälzlager-deckel (54) an der Nockenkraftübertragung angebracht. Dies erhöht den Lagerdurchmesser auf 113 mm. Der Wälzlager-deckel sorgt für eine gleichmäßige Kraftverteilung vom Nocken nach Lager. Nocken ist deutlich kleiner im Durchmesser, so dass nur einige der Nadeln im Lager nicht regelmäßig belastet werden.



Abbildung 6.12: Wälzlager mit Wälzlager-deckel

Linear-Führungen (77)

An den Seiten des Linearlager-lagerung befinden sich Miniatur-Linearführungen, die eine Verschiebung des Körpers ermöglichen. Auf einer Schiene gibt es immer 2 Wagen. Diese Wagen übertragen keine große Radialkraft (nur Einheitsgewicht, Reibungswiderstand beim Bewegen des Stößels und Moment während Arbeitshub). Es wird der gleiche Führungstyp wie im inneren Zylinder verwendet, wobei nur eine Produktionsgröße größer ist. Dies ist die Führung: *Schneeberger MINIRAIL MNN 12*. Das Gewicht der Perlenanordnung beträgt ungefähr 4 kg. Dieses Gewicht wird in 4 Wagen aufgeteilt. Die Wagen werden dann mit dem Gehäuse des verschraubt.

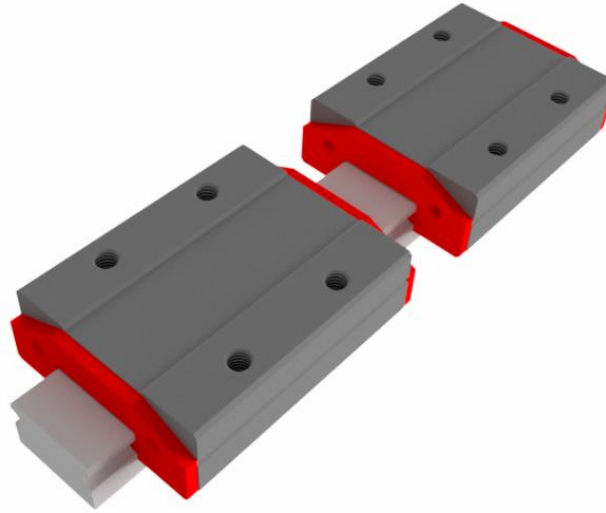


Abbildung 6.13: Linear-Führungen Schneeberger MINIRAIL MNN 12

Tellerfedern der Ablenkenocken

Der andere wesentliche Teil des Systems sind Tellerfedern. Dies sind zwei Sätze von vier Tellerfedern, die spiegelt angeordnet sind. Tellerfedern sind für diese Lösung geeignet, da sie bei einer kompakten Bauweise eine beträchtliche Menge annähernd linearer Kraft erzeugen. Bei Verwendung von Standard-Gewindefedern müssen die Federn weitgehend vorgespannt werden, um zu verhindern, dass der Nocken aus dem Lager rutscht. Für diesen kleinen Hub sollten vorzugsweise Tellerfedern verwendet werden. Tellerfedern haben einen Außendurchmesser von 28 mm, einen Innendurchmesser von 14,2 mm, eine Blechdicke von 1,2 mm und eine Höhe im ungedehnten Zustand von 2,1 mm. Die Federanordnung mit 4 Federn erzeugt eine maximale Kraft von 2,56 kN und die Kraft. Die 2 Baugruppen den Tellerfedern im unbelasteten Zustand kann etwa 3,3 kN erstellen und im belasteten Zustand 5 kN erstellen. Der Hub erreicht jedoch nicht den maximalen Hub, so dass sich die Kraft irgendwo in der Mitte zwischen diesen Werten bewegt.

6.3 Unterbaugruppe der Getriebe (D)

Die Getriebe übersetzt die Spindeldrehzahl in die Rollbewegung des Werkzeugs. Im Kapitel 3.1.3 wurde berechnet, dass das Verhältnis zwischen Spindeldrehzahl und Werkzeugdrehzahl 1:800 beträgt. Dieses Verhältnis ist so hoch, dass aufgrund des Platzbedarfs des Getriebes mit den Vorderrädern und der einfacheren Herstellung des gesamten Systems, das Planetengetriebe, das Schneckengetriebe, zwei Stirnradgetriebe und ein Kegelradgetriebe verwendet werden. Teil des Mechanismus ist auch die Umwandlung zu den Linearführungen, die im inneren Zylinder Wälzbewegung überträgt.

Der zweite Teil des Mechanismus treibt die Ablenkenocken an.



Abbildung 6.14: Getriebe der Stoßeinheit

Planetengetriebe (26)

Planetengetriebe ist ein bekanntes System. Getriebe wird durch ein Planetengetriebe oder deren Montage (im Fall eines mehrstufigen Planetengetriebes) gebildet. Die Übertragung besteht dann aus einem zentralen Rad, Satelliten, einem Satellitenträger und einem Kronrad. Zentralrad, Kronrad und Planetenträger haben eine gemeinsame Achse. Satelliten sind auf einem Träger gelagert und sind in einem Zentral- und Kronrad untergebracht. Das Planetengetriebe hat im Vergleich zu herkömmlichen Getrieben bei gleichem Übersetzungsverhältnis kleinere Abmessungen. Da die Leistung über mehrere Satelliten übertragen wird, hat das Planetengetriebe auch eine längere Lebensdauer. Wenn wir die Getriebeübersetzung erhöhen wollen, können wir einfach Planetengetriebe hintereinander falten. Dies schafft ein mehrstufiges Planetengetriebe.

Es wurde beschlossen, ein Getriebe (statt eines kundenspezifischen Designs) zu kaufen. Da die Konstruktion eines Planetengetriebes sowohl für das Design als auch für die spätere Produktion anspruchsvoll ist. Diese Arbeit befasst sich jedoch nicht mit der Bildung von Planetengetrieben, daher ist es einfacher, ein Planetengetriebe zu kaufen.

Getriebe werden in verschiedenen Größen hergestellt. Für unsere Verwendung ist es notwendig, die Abmessungen so klein wie möglich zu halten, da der Mechanismus neben Kegelrädern ist, die die Spindeldrehung auf den Nocken übertragen. Am vorteilhaftesten ist es, ein Planetengetriebe zu verwenden, das ursprünglich als Erweiterung von NEMA-23-Schrittmotoren gedacht war und von mehreren Herstellern produziert wird. Es wurde ein zweistufiges Planetengetriebe mit Übersetzungsverhältnis 50:1 gewählt. Zusammen mit dem Schneckengetriebe wird der größte Teil der Getriebeübersetzung sein. Dieses Planetengetriebe wird direkt hinter dem ersten Zahnrad mit Vorderzähnen platziert. Daher wird die höchste Anzahl von Umdrehungen eintreten. Das Getriebe hat jedoch eine Eingangsdrehzahl von bis zu 8000 U/min. Die Ausgangswelle mit einem Durchmesser von 12 mm enthält eine Zunge, an der zusätzliche Zahnrad angebracht sind.

Kegelradgetriebe (25)

Getriebe mit Kegelrädern haben die Aufgabe im Getriebe zu wechseln Richtung der Drehung und Drehmoment auf die Schnecke zu übertragen. Das Getriebe und andere Zahnräder haben eine Achse parallel zur Stößel-Achse. Die Schnecke steht jedoch senkrecht zu dieser Achse. Es ist daher notwendig, 90 Grad der Umdrehung und Kraft zu konvertieren. Das Getriebe mit Kegelrädern wird am besten bedient. Dies ist eine 1:1- Übersetzungsverhältnis. Zahnräder haben Modul 2 mm und 20 Zähne. Ihr maximaler Durchmesser beträgt 43 mm.

Schräg-Stirnradgetriebe (22)

Am Getriebe befinden sich 2 Stirnradgetriebe. Der erste ist die ersten Getriebe, der die Spindeldrehzahl überträgt. Diese Stirnradgetriebe hat Übersetzungsverhältnis von 1:1. Das Zahnrad hat 25 Zähne und Modul ist 2,75 mm. Der Achsabstand ist 80mm. Dank diesem ist der axiale Abstand der Ausgangswelle von dem Rest des Mechanismus ausreichend entfernt. Im Hinblick auf die Einsparung der Zahnräder (und der erforderlichen Lager- und Wellenmontage) ist dies die wirtschaftlichste Wahl. Somit bot das Getriebe genug Platz für das Planetengetriebe. Es gibt 3 Zahnräder in Getriebe gleichzeitig. Antriebsrad hat Breite von 20mm und angetriebene Räder hat breite von 17mm

Die Berechnungen für diese Getriebe sind im Anhang angegeben.

Stirnradgetriebe (24)

Das zweite Zahnrad mit den Vorderrädern befindet sich auf der Ausgangswelle des Planetengetriebes. Dieses Getriebe hat auch ein 1:1-Verhältnis und wandelt einfach Drehmoment- und Zahnradzähne um. Das Zahnrad hat 24 Zähne und Modul ist 2,0 mm. Die Breite der Antriebsrad ist 12mm und Breite der getriebene Radist 10 mm.

Schneckengetriebe (23)

Schneckengetriebe ist das letzte Zahnradgetriebe. Das Schneckenrad hat Drehzahl am Ausgang 800x niedriger als die Spindel. Das Schneckengetriebe bildet zusammen mit dem Planetengetriebe die Gesamtübersetzung. Bei 16 Umdrehungen der Schnecke gibt es also 1 Umdrehung des Schneckenrades. Das Schneckengetriebe ist aufgrund des begrenzten Bewegungsraums durch den maximalen Durchmesser begrenzt. Die Welle des Schneckenrades läuft durch das Lager und ist an ihrem Ausgang mit dem Kardangelenke verbunden. Schneckengetriebe (sowie andere im System verwendete Zahnräder) wurden von Autodesk Inventor entwickelt. Dieses Programm berechnet auch die Zähne, aber diese Getriebe war durch MathCAD-Berechnungen validiert. Alle Berechnungen sind im Anhang enthalten.

Umwandlung der Drehungen an Miniaturführung des Stößels

Der Zweck dieses Mechanismus ist, die Rotation des inneren Zylinders in allen Positionen sicherzustellen. Der Stößel bewegt sich jedoch vom Werkzeug weg, wenn er sich rückwärts bewegt. Daher wurde gewählt, das homokinetische Gelenk zur Übertragung zu verwenden. Aufgrund der Einbaumaße wurde die Verwendung der beiden Kardangelenke (74) gewählt. Es gibt eine ziemlich große Auswahl an Kardangelenken. Insbesondere haben diese Miniatur eine große Verwendung in kleinen Mechanismen. Ein 9 mm Miniatur-Kardan wurde an einer Welle (35) von 4 mm Durchmesser befestigt. Der gesamte Mechanismus passt in den inneren Zylinder des Stößels und kommt in keiner der gegenseitigen Positionen in Kontakt. Gleichzeitig ist der Mechanismus ausreichend stark, um die Übertragung des Wagens zu sichern. Dies wird durch eine Schubkraft gedrückt oder gezogen.

Ablenkennocken (78)

Die Kurvenscheibe ist direkt mit der Spindeldrehzahl verbunden. Zwischen der Spindel und dem Nocken befindet sich ein Getriebe mit einem 1:1-Verhältnis (22), da die Nockengeschwindigkeit genau mit dem Stößel-Arbeitszyklus synchronisiert werden muss. Das System ist so ausgelegt, dass es beim Hub eine Kurve mit größerem Radius hat. Wenn sich das Triebwerk zurückbewegt, bewegt sich der Nocken auf einen kleineren Radius und die Tellerfedern lenken den gesamten Körper vom Werkstück ab.

Die Nocke wurde in Kapitel 5.1.1 beschrieben. Berechnungen des Verlaufs sind im Anhang enthalten.

Nockenlager

Nockenlager sind der letzte Teil dieses Systems. Es wird nach erhöhter Tragfähigkeit verlangt. Sie müssen eine Radialkraft von bis zu 5 kN tragen. Diese Kraft verteilt sich auf zwei Lager. Ihr maximaler Durchmesser darf ebenfalls 44 mm nicht überschreiten, da ein Konflikt zwischen dem Führungskörper besteht. Aus diesen Anforderungen wurde das Wälzlager *SKF NU 202*

ECP ausgewählt. Dieses Wälzlager hat einen Außendurchmesser von 35 mm, einen Innendurchmesser von 15 mm und eine Dicke von 11 mm. Ein wichtiger Zahler ist der Wert der dynamischen Last C , der 12,5 kN beträgt. Bei zwei Lagern beträgt ihre Lebensdauer 11000 Arbeitsstunden.

6.4 Unterbaugruppe den Arm (G)

Die Baugruppe den Arm überträgt die Bewegung von der Nocke auf den Stößel. Es besteht aus dem am Stößel befestigten Arm, den Nockenlager, der Nockenwellen, den Nockenhebel, den Ausrichtungshebeln, Dämpfungssystem und der linearen Führung der Nockenhebeln.

Die Aufgabe dieser Baugruppe besteht darin, Nockenumdrehungen in eine lineare Bewegung des Stößels in allen seinen Positionen umzuwandeln. Da der Stößel bei jeder Rückwärtsbewegung leicht ausgelenkt wird, muss der Mechanismus die Übertragung auch beim Ablenken des Stößels gewährleisten. Da die Anordnung zwei zusammenwirkende Nocken aufweist, ist das Bewegen der Kurvenrollen in einer nicht arbeitenden Achse nicht möglich. Daher wird dieser Teil durch einen Nockenhebel gelöst, der zusammen mit den beiden Gleitlagern dieses Problem löst.

Gleichzeitig befasst sich der Arm mit den Unvollkommenheiten der Produktion der beiden zusammenwirkenden Nocken. Daher gibt es ein Dämpfungssystem, das die Unterschiede zwischen den Nockenflächen ausgleicht.

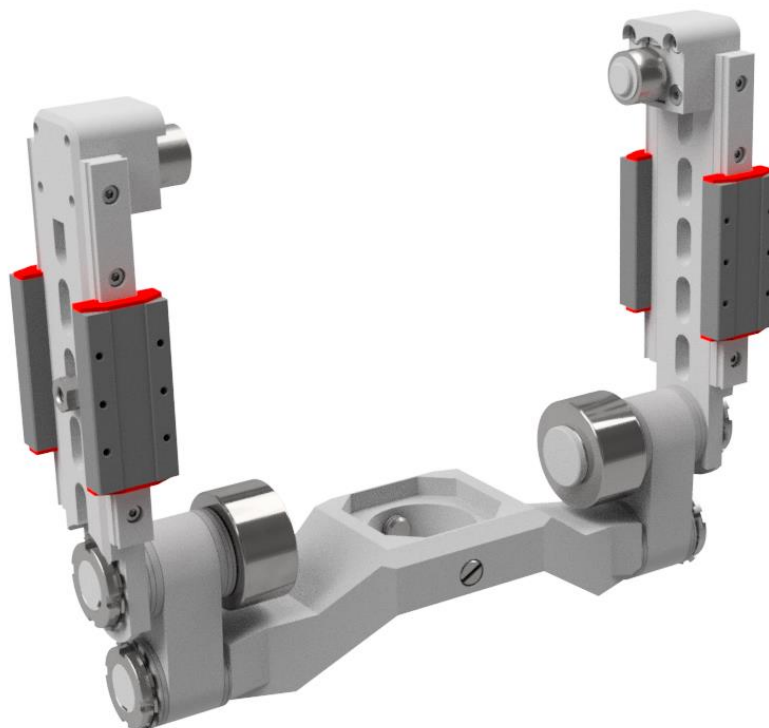


Abbildung 6.15: Unterbaugruppe - Arm

Arm (47)

Der Arm überträgt die Kraft von der Aussparung auf den Rest des Mechanismus. Es ist hauptsächlich an Biegung angespannt. In seinem zentralen Teil ist er mit zwei Schrauben von 10 mm Durchmesser mit Stößel befestigt. Die gesamte Arm hat eine Länge von 234 mm. Die Form des Arms ist so ausgelegt, dass er eine ausreichende Steifigkeit hält und gleichzeitig die Höhe des gesamten Mechanismus maximal reduziert. Nockenlager haben einen Durchmesser von 40 mm, aber aufgrund der Form des Arms erheblich verringerten Abstand zwischen der Stützfläche der KM Mutter und der Achse der Drucknockenlager. In den ersten Design war dieser Abstand größer als 50 mm. Beim Neuzeichnen der Form wurde der Abstand auf 26,9 mm reduziert.

Die Tiefe des Arms beträgt 60 mm. Dank dieser Tiefe ist eine große Fläche zur Sicherung der KM-Mutter gesichert. Als die Verbindung zwischen dem Arm und dem inneren Zylinder wird eine zweite KM-Mutter mit kleinerem Durchmesser verwendet. Diese Verbindung kann dank der KM-Matrix vorangestellt werden.

Der Arm ist im Hauptzylinder ebenfalls mit zwei Schrauben mit einem Durchmesser von 10 mm befestigt. An der Kante des Auslegers befinden sich zwei Gleitlagern, die ein leichtes Drehen ermöglichen. Diese Drehung ist wichtig, wenn sich das Stößel in eine andere Ebene zurückbewegt.

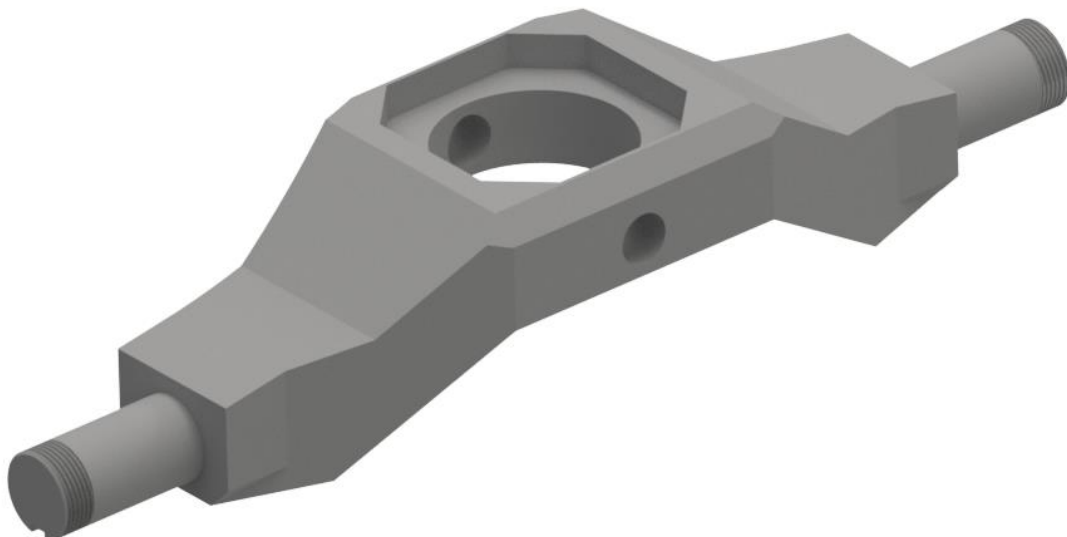


Abbildung 6.16: Arm

Ausrichtungshebel (46)

Die Ausrichtungshebel lösen das Problem, den Stößel auf beiden Seiten des Armes zu ziehen. Bei Rückwärtsbewegung bewegt sich das Stößel in radialer Richtung. Die Kurvenrollen dürfen sich jedoch nicht zusammen mit dem Haupthebel in die gleiche Richtung bewegen, da sie

gleichzeitig an beiden Nocken anliegen. Daher ist ein Ausrichtungshebel erforderlich. Im Prinzip ist es ein Bauteil mit zwei Gleitlagern auf beiden Seiten.

In der Arbeitsbewegung des Stößels liegen die Lagerachsen am Arm und die Kurvenrollenachsen in einer Ebene. Beim Zurückschwenken sichern die beiden Lager das Stößel nur durch Ziehen.

Der Ausrichthebel hat einen axialen Abstand von 40 mm und umfasst 2 identische gleitläger SKF PCM 171920 E (57). Die hebel sind nicht axial gesichert. Axiales Absicherung löst die Axiallagerbaugruppe SKF AXK 1730 (58,59) in Kombination mit KM-Muttern. Dank dieser Lösung sind sowohl die Konstruktion als auch die Herstellung einfach.



Abbildung 6.17: Ausrichtungshebel

Axiallager (58, 59)

Die Baugruppe enthält insgesamt 8 Axiallager, um den Kontakt zwischen den Ausrichtungshebeln und anderen Teilen des Mechanismus sicherzustellen. Dies sind SKF AKX 1730-Lager, die auf der Nockenwellenachse beide Rollenringe enthalten. Bei Verwendung an dem Arm wird nur ein Ring verwendet, um einen ungewollten Kontakt des Nockenlagers mit dem Axiallager auf der Arm-achse zu vermeiden. Aufgrund des Wegfalls eines der Ringe befinden sich die Axiallager- und die Nockenlagerkanten in unterschiedlichen Ebenen.

Drucknockelager (68)

Wie gesagt, besteht die Nockenbaugruppe aus zwei zusammenwirkenden Nocken. Der Nocken, der die Bewegung ausführt, muss jedoch eine spezielle Achse haben, da er einen Nivelierungshebel und einen gemeinsamen Riemenscheibenhebel befestigt. Das Wälzlager ist eine spezielle Art von Lager. Es ist für eine höhere Tragfähigkeit ausgelegt. Daher hat es mehr Wälzelementen und eine dickere Außerring. Die Nadeln oder Rollen umfassen aufgrund ihrer Größe Rollenelemente. Das Nockenlager des Mechanismus ist eine Nadel mit einem Außendurchmesser von 40 mm.

Das Lager SKF NUTR 17A wurde als Nockenlager ausgewählt. Dieses Lager hat einen Innendurchmesser von 17 mm und eine Spannbreite von 20 mm. Seine dynamische Tragfähigkeit

beträgt 19 kN. Da dieses Lager die größte Kraft im gesamten Mechanismus überträgt, muss es erheblich überdimensioniert sein. Daher wird ein Lager mit einem größeren Durchmesser und einer höheren Tragfähigkeit gewählt. Dank dessen sind über 2000 Betriebsstunden des Lagers bei maximaler Belastung und 900 U / min garantiert. Gleichzeitig bestimmt die Lebensdauer dieses Lagers die Gesamtlebensdauer des gesamten Mechanismus.

Nockenwelle (39)

Die Nockenwellenwelle ist Teil des Systems, das hauptsächlich mit Biegung belastet ist. Die Nockenwelle, die Schiebemuffe und der gemeinsame Riemenscheibenhebel sind darauf geklemmt. Schaftlänge beträgt 70mm. Sein Durchmesser beträgt 17 mm. An einem Ende klemmt das Nockenlager. Dies wird durch das Wellenende sichergestellt. Es folgt das Axiallager zwischen dem Nockenlager und dem Nivellierhebel. Letzterer ist mit dem anderen Axiallager mit einem gemeinsamen Nockenrollenhebel verbunden. Schließlich wird die gesamte Welle durch die KM-Mutter vorgespannt.

Nockenhebel (45)

Der Haupthebel sorgt für die exakte Position beider Nockenlager. Gleichzeitig überträgt es die Kraft in die Rückbewegung des Stößels. Dieser gemeinsame Hebel führt nur eine lineare Rückwärtsbewegung aus. An den Seiten sind Shienen der linearen Führung angebracht. An der Unterseite ist der Hebel an der Welle befestigt. Diese Verbindung wird über die KM-Nutten realisiert. An der Oberseite des Hebels befinden sich 4 Schraubenlöcher zur Befestigung der Nockenlageraufhängung.

Der Hebel enthält entlang der Länge Entlastungsfeuerzeuge, um das Systemgewicht zu reduzieren.

Um Gewicht zu sparen, ist der Hebel aus Dural EN AW 7022 (DIN 3.4345) bearbeitet, der bei halber Gewicht gegen Stahl und eine hohe Zugfestigkeit (550 MPa) aufweist.



Abbildung 6.18: Haupthebel

Zugnockelager (69)

Der Kurvenrolle wird nicht mit so viel Kraft belastet wie das Hauptnockenlager. Die maximale Kraft, die auf das Lager ausgeübt wird, ist gleich dem beschleunigten Gewicht von alle bewegte Teilen. Durch Hinzufügen der Reibung des Hauptlinearlagers ergibt sich eine maximale Kraft von etwa 1,3 kN. Ein NATV 6-Lager mit einem Durchmesser von 19 mm wurde ausgewählt. Dieses Lager hat eine dynamische Tragfähigkeit von 6 kN und ist für unseren Einsatz ausreichend überdimensioniert. Die Berechnung der Lagerlebensdauer beträgt mehr als 2000 Stunden.

Das Lager wird auf der Nockenwelle geklemmt, die mit dem Federsystem verbunden ist. Eine Nockenwelle mit 6 mm Durchmesser hat ein Lager (auf der Lagerseite). Auf der gegenüberliegenden Seite der Welle befindet sich ein Gewinde zum Eingriff der Welle mit einem Bolzen mit dem Dämpfungsmechanismus.

Führungen der Nockenhebeln (76)

Die Linearführung des Nockenhebels ist der letzte Teil dieses Mechanismus. Es bietet eine lineare konstante Bewegung dieses Hebels. Es ist *Schneeberger MINIRAIL MNNXL 12* verwendet. Wenn die Kurvenrolle bewegt wird, befindet sich der Nocken auf dem Kurvenrolle und die Kraft ist nicht in der Bewegungsachse. Diese Kraft muss von den linearen Linien absorbiert werden. Daher enthält die Führung 1 langer Wagen. Es gibt zwei Führungen an der beide Seiten der Hebel verwendet.

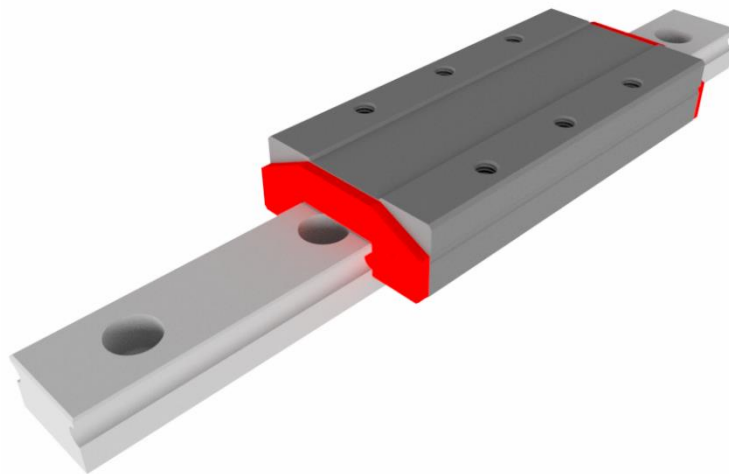


Abbildung 6.19: Linearführung des Haupthebels

6.5 Unterbaugruppe der Lagerung (B)

Die nächste Baugruppe des Systems ist die Montage der Anlage in die Maschine. Diese Baugruppe enthält eine Lagergehäuse, eine Drehmomentstütze, einen HSK welle und Wellenlager. Diese Baugruppe ist über den HSK-Konus direkt mit der Spindeldrehzahl verbunden.

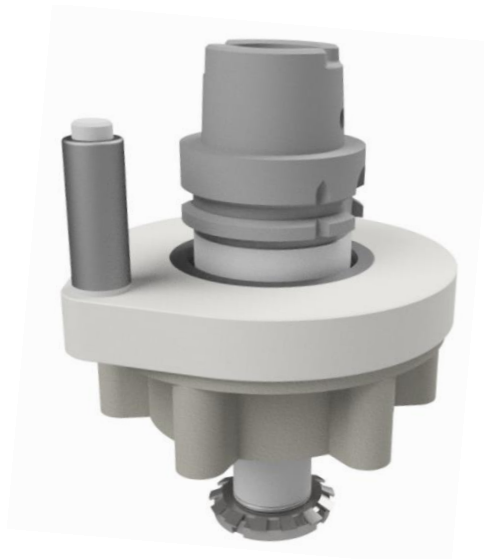


Abbildung 6.20: Hauptlagerung

HSK Welle (29)

Eine der Anforderungen der Anlage war, dass sie mit dem Standardkonus der HSK Größe 63 an die Maschine angeschlossen wird. Die Einheit wurde in für den Niles-Simmons N20 MC entwickelt, der über einen HSK verfügt. HSK-Kegel werden mit einer Welle hergestellt, die zur Verwendung bearbeitet ist oder an einer anderen Welle befestigt ist. Bei der Wellengröße, die das System verwendet, ist es besser, den HSK welle zu kaufen und auf der Drehmaschine bearbeiten. Das Material sollte eine Härte zwischen 56 und 64 HRC haben. Oberflächenrauheit unter Ra 3,2. Unter den Lagern hat die Welle einen Durchmesser von 45 mm.

Drehmomentsstütze (30,42)

Der Drehmomentstütze des Mechanismus stellt sicher, dass sich der Mechanismus nicht mit Kraft dreht. Gleichzeitig gewährleistet es das ordnungsgemäße Funktionieren des Mechanismus. Ankeranforderungen sind in diesem Mechanismus relativ hoch. Jeder Widerstand der Nocke oder des Materials wird in einen Widerstand bei der Spindeldrehzahl umgewandelt. Es muss von diesem Anker eingefangen werden. Es gibt verschiedene Arten von Stütze. Der einfachste Stütze ist ein Drehmomentstütze mit einem Stift. Anschließend gibt es 3 oder mehr Stiftstütze zur Übertragung größerer Drehmomente. Für diesen Anker muss natürlich auch die Spindel enthalten sein. Der Niles-Simmons hat eine einfache Ankerbasis. Gemäß ISO 9254 wurde herausgefunden, dass der Abstand des Drehmomentstütze von der Drehachse 65 mm beträgt. Mehr als ein Anker wäre geeigneter, um das gewünschten Drehmoment zu drehen.

Der Drehmomentstütze muss das maximale Drehmoment von 70,5 N übertragen werden, das bei der Bearbeitung entsteht. Der Mechanismus ist so konzipiert, dass die gesamte Einheit in den Drehmomentstütze geschraubt wird. Daher können verschiedene Drehmomentstütze-Typen auf Kundenwunsch eingesetzt werden. Die einzige Anforderung ist, einen Moment von 70,5 kN übertragen zu können. Beim Wechseln eines Drehmomentstützes muss jedoch auch die Länge der Hauptwelle geändert werden.

Wellenlager (67)

Wellenlager sichern die Position der Hauptwelle. Dies ist ein Satz von zwei Lagern in der Montage zu "O". Die Lager wurden von INA-Schaeffler 7209-B-XL-2RS-TVP ausgewählt. Diese Schrägkugellager haben hohe radiale statische (27 kN) und dynamische (37,5 kN) Tragfähigkeiten. Ihr Innendurchmesser beträgt 45 mm, außerhalb 85 mm und Höhe 19 mm. Sie sind mit Dichtringen abgedichtet.

6.6 Unterbaugruppe der Kurvenscheiben (E)

Die Hauptnockenbaugruppe ist die letzte Systembaugruppe. Die Baugruppe besteht aus den meisten der zuvor in den Kapiteln 3 oder 4 beschriebenen Komponenten. Alle Nocken sind mit einer Hauptwelle mit einem Durchmesser von 25 mm verbunden. Diese Welle ist an der Lagern befestigt, die dank der KM-Mutter können vorgespannt werden. Am Ende der Welle befinden sich die zweiten KM Muttern, die die Nocken in Position halten. Die Nocken sind mit Unterlagen ausgestattet, die ihre Entfernung erfassen. Gleichzeitig ermöglichen sie eine einfache Demontage während der Wartung.

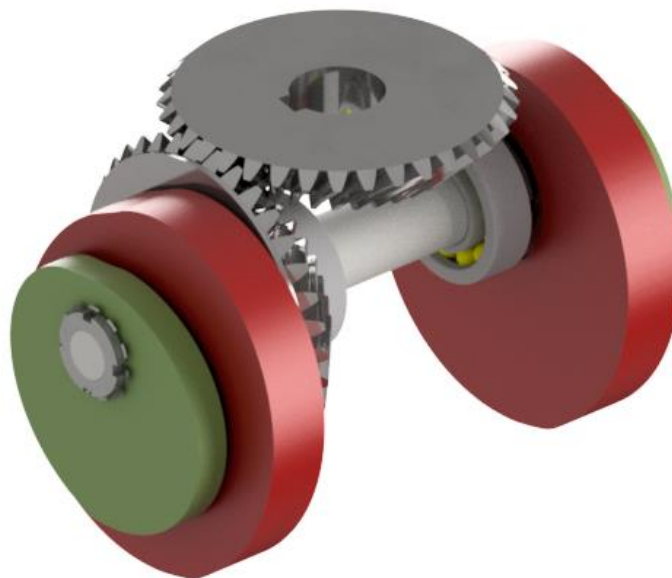


Abbildung 6.21: Unterbaugruppe der Kurvenscheiben

Nockenwellenlager (64)

Die Nockenwellenlager sichern die Drehung der Welle und übertragen die Kraft auf den Gehäuse. Sie stellen hohe Anforderungen, da die Nockenwelle alle Arbeitskräfte überträgt. Dies sind Schrägkugellager, wenn sie in "O" gelagert werden. Dies sind Lager *SKF 7205 BECBPH* mit einer dynamischen Tragfähigkeit von 20,6 kN. Da die Lager 2 sind, ist der Wert ausreichend überdimensioniert.

6.7 Gehäuse (H)

Das Gehäuse des Mechanismus hält alle Teile des Systems und überträgt die Kräfte auf den Drehmomentstütze. Es besteht aus mehreren Teilen, da Reparaturen, Produktion und Montage einfacher sind. Der Nachteil dieser Lösung ist die geringere Steifigkeit im Vergleich zur Einstückgehäuse. So wurde ein Kompromiss bei der Gestaltung der Gehäuse erzielt. Die größten Kräfte werden von den Nockenwellenlagern übertragen. Dieser Teil ist somit sehr steif aufgebaut und die Anzahl der Verbindungen zwischen dem Drehmomentanker und den Lagerhaltern wurde minimiert. Der Rest der Gehäuse überträgt keine extrem großen Kräfte, daher ist es sinnvoller, die Teile-konstruktion zu verwenden.



Abbildung 6.22: Unterbaugruppe der Gehäuse

Das Gehäuse besteht aus 17 Typen der Teilen mit 3 Spiegelteilen. Diese 6 Komponenten erfüllen hauptsächlich die Funktion von Abdeckungen.

Der erste Teil des Gehäuses (Abbildung 4.22) sichert und deckt die Stirnradgetriebe ab, arretiert und deckt die konischen Räder ab, fixiert die Hauptnockenwellenlager und sichert das Schneckengetriebe. Dieser Teil des Gehäuse überträgt die (durch die Arbeitsbewegung erzeugten) Kräfte in das Drehmomentstütze. Es ist sehr fest im Hinblick auf die an ihn gestellten Anforderungen. Es besteht aus sieben Komponenten. Die ersten 2 (1,2) bilden das Getriebegehäuse. Das Gehäuse gibt die Form der Zahnräder wieder. Es enthält eine große Anzahl von Schraubenlöchern, da es ein wesentlicher Teil ist, mit dem der Rest des Mechanismus verbunden ist. Das Drehmomentstütze-verbindingssystem ermöglicht Drehen des gesamten Aggregats. Diese Baugruppe bildet eine kompakte und steife Einheit. Diese Baugruppe umfasst vier Lagergehäuse mit zwei Abtriebswellen der Stirnradgetriebe. Auf einer Seite dieser Anordnung ist ein Raum zur Drehung des angetriebenen Kegelrads vorgesehen.

Andere Komponenten der Baugruppe sind dazu bestimmt, die Kegelradwelle zu halten. Sie sind an die Anforderungen kleiner Aufbaumaße angepasst. Ein Satz von drei Komponenten (5,6,7) bildet die Lagerung der Hauptwelle. Diese Komponenten sind in der Form eines Rahmens angeordnet, um die Steifigkeit zu maximieren. Die letzten Teile dieser Baugruppe sind zwei Schneckenwellenlagerungsteilen (8,9). Da die Schnecke keine große Kraft trägt, werden an diese Komponenten keine großen Anforderungen gestellt. Gleichzeitig sind sie durch den Bauraum sehr begrenzt. Alle oben genannten Komponenten sind in einer Einheit verschraubt.

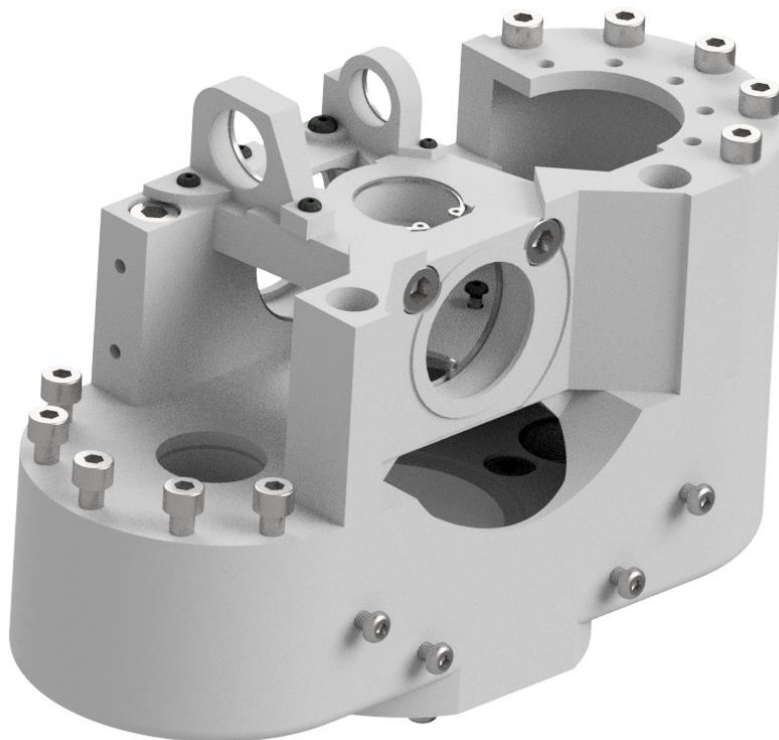


Abbildung 6.23: Getriebegehäuse mit Lagerung der Nockenwelle und Schneckenwelle

Der zweite Teil des Gehäuses (Abbildung 4.23) befindet sich am Ausgang des gesamten Systems. Sie besteht aus einer Unteren Abdeckung (18), dem Nockendeckel (12) und dem Federgegestück (13)

Die untere Abdeckung des Mechanismus ist der Ausgangsteil der Einheit. Verbirgt die Stoßführungen und schützt den Mechanismus vor dem Eindringen der Kühlemulsion oder der Späne. An den Seiten befindet sich Löcher für Schrauben zu sichern die Wagen der Linearführung. Der vordere Teil der Mechanismusabdeckung ist kegelförmig und enthält Lageraufnahme. Diese sind durch einen Sicherungsring (an der Welle) und einen Sicherungsring im unteren Gehäuse des Mechanismus axial gesichert. Das untere Gehäuse enthält Schrauben zur Befestigung des Nockendeckel (12), der den gleichen Radius hat. Auf der anderen Seite der Unteren Abdeckung ist der Körper ausgerichtet. Es enthält Löcher für die Federdeckelschrauben.

Der Nockendeckel (12) setzt sich im Nockenradius fort und verbindet den Abtriebsteil mit der Zahnradabdeckung. Es ist der längste Teil der Gehäuse.

Die Abdeckung der Mechanismusfedern (Position 3 in Abbildung Y) stellt sicher, dass die Federn mit mehreren Schrauben vorgespannt sind. Dies ist eine 4-teilige Schweißverbindung. Seine Funktion besteht darin, einen Stützpunkt für die Federn zu schaffen und das Ganze mit dem Rest des Systems zu verbinden.

Der andere Teil ist die Zahnradabdeckung für Zahnräder. Dieser Teil enthält 3 Lager. Sie bildet ihre Abdeckung und verbindet die Baugruppe mit anderen Teilen des Systems.

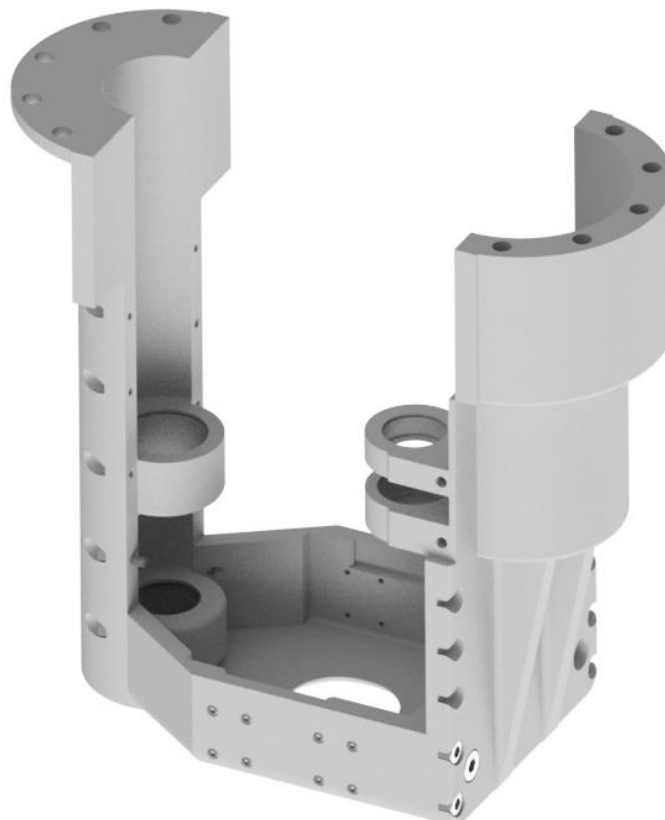


Abbildung 6.24: Untere teil der Gehäuse

Der letzte Teil dieser Baugruppe ist der Planetengetriebedeckel (10). Diese Abdeckung hat nur eine tragende Funktion.

Der Gehäuse umfasst außerdem 2 Komponenten, die gespiegelt sind und nur die Abdeckungsfunktionen ausfüllen. Es befindet sich am Seiten des Mechanismus. (14,15,16,17)

Die letzten Teile der gesamten Abdeckung sind Hauptnockendeckeln (2,3). Diese Abdeckungen dienen zum Schutz rotierender Teile. Bei einem Bruch der Nocken hält der Deckel die Scherben gegen Verletzungen des Bedieners. Deckel sind die umfassendsten Komponenten des gesamten Systems und verbinden das gesamte System. Sie umfassen auch die Abdeckung von linear beweglichen Hebeln. Da das Deckel sehr groß ist, ist es am besten, es mit 3D-Drucktechnologie herzustellen.

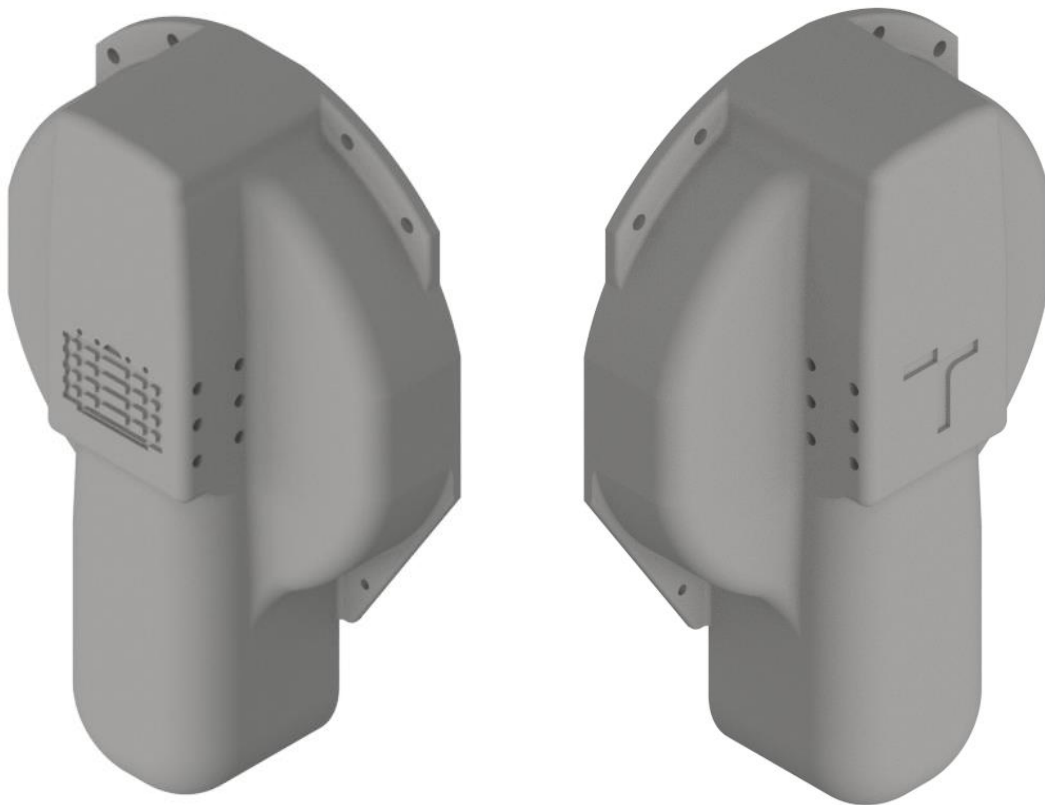


Abbildung 6.25: Hauptnockendeckeln

7 Zusammenfassung

Die Diplomarbeit schlug einen Mechanismus vor, der Wälzstoßen erlaubt. Es wurde eine Einheit entworfen, die ein Kurvenscheibensystem verwendet, um eine Hauptschnittbewegung mit Arbeitsteil mit konstanter Geschwindigkeit zu realisieren. Das Nockensystem verwendet zwei zusammenarbeitende Nocken, von denen einer eine Arbeitsbewegung ausführt und der andere Stößel in ursprüngliche Position zurückgekehrt. Es ist ein Dämpfungssystem verwenden, um das die kleinen Unterschiede zwischen den Nocken ausfedern. Das Drehmoment wird von der Spindel über ein Schräg-Kegelgetriebe auf die Nocken übertragen.

Die Einheit umfasst auch einen Mechanismus zum Schwenken des Werkzeugs vom Werkstücks während der Rückwärtsbewegung. Dies wird durch eines Nockens realisiert. Die Umdrehungen der Nocke sind fest mit der Spindeldrehzahl synchronisiert. Ein anderer Teil des Mechanismus ist ein Getriebe, das eine Wälzbewegung ermöglicht. Die hat eine Übersetzungsverhältnis von 1: 800. Planetengetriebe, Schneckengetriebe, Kegelgetriebe und Stirnradgetriebe werden verwendet.

Stößel besteht aus zwei Hauptteilen. Der äußere Teil ist mit der Arm verbunden und überträgt die Arbeitsbewegung. Der innere Teil trägt eine Wälzbewegung. Die Wälzbewegung wird durch eine Miniatur-Linearführung im Inneren Zylinders übertragen. Die Führung ist durch zwei Kardangelenke mit Schneckenrad verbunden. Der gesamte Stößel ist in einem Lineargleitlager gelagert. Aufgrund Versatz des Stößels bei der Rückwärtsbewegung ist der Arm über Ausrichtungshebel, die die Differenz ausrichten, mit der Hauptnockenwelle verbunden.

In der Diplomarbeit werden Nocken entworfen, Hauptgetriebe entworfen und berechnet, eine Dämpfung des Systems dimensionierte und der Feder des ablenken Mechanismus dimensionierte. Für die Aggregatproduktion sollten zusätzliche Teil- und Festigkeitsberechnungen durchgeführt werden.

Das entworfene System erfüllt die meisten in der Aufgabestellung festgelegten Anforderungen. Die Schnittbewegung hat eine konstante Geschwindigkeit. Aggregat kann die Walzbewegung addieren, und die HSK 63-Kegel mit geeignet Drehmomentstütze enthalten um die Einheit mit dem Niles-Simmons-Bearbeitungszentrum zu verbinden. Die Möglichkeit eines automatischen Werkzeugwechsels wäre aufgrund des Gewichts und der Abmessungen der Einheit unwahrscheinlich. Die Möglichkeit eines automatischen Werkzeugwechsels wäre denkbar, wenn die Maschine ganze Spindelköpfe ersetzen kann.

Verglichen mit den ursprünglichen Annahmen ist das System relativ auf die Anzahl der Doppelhübe begrenzt. Das Kurvenscheibensystem wird hier In extremen Anwendung eingesetzt. Normalerweise werden Nocken dieser Größe für langsamere Bewegungen verwendet, oder

Nocken mit kleineren Durchmessers mit kleineren Gewichten werden für die schnelle Bewegung verwendet. Die Anforderungen an Nockenlager sind auch enorm, weil sie große Schnittkräfte aufnehmen. Die Beschleunigung des Systems erreicht, aufgrund der schnellen Anstieg der Verlaufkurve der Geschwindigkeit, höhere Werte als der Kurbeltrieb.

Aus allen oben genannten Gründen wurden die Umdrehungen im Vergleich zu den ursprünglichen 3000 U/min auf 900 U/min reduziert. Dies klassifiziert die Aggregat immer noch zwischen Aggregaten mit einer höheren Anzahl von n_{dh} . Die Möglichkeit des Wälzstößen macht das System einzigartig. Nachteil ist jedoch die Komplexität des Mechanismus und die hohen Produktionskosten.

Die Einheit könnte durch einfache Anpassung der elektronischer Antrieb erweitert werden.

8 Shrnutí diplomové práce v českém jazyce

V této kapitole jsou uvedeny rozšiřující informace, respektive překlad diplomové práce do českého jazyka. Ke stěžejním kapitolám je uveden širší popis a překlad s odkazy na příslušné texty v originále.

Úvod:

Rešeršní část práce

V kapitole Stand der Technik jsou popsány základní pojmy čelního ozubení (Jelikož jde produkt obrážení odvalovacím způsobem) a obrážení. Také jsou zde vypsány na trhu se vyskytující obrážecí jednotky pro obrážení drážek. Největší částí kapitoly je popis mechanismů (a jejich možných řešení) vyskytujících se v agregátu.

Agregát se skládá z několika základních mechanismů a částí.

1. Mechanismus na převod rotačního pohybu vřetene na translační pohyb tloučku.
2. Vedení tloučku
3. Mechanismus zajišťující vychýlení nástroje při zpětném pohybu
4. Mechanismus zajišťující odvalovací pohyb

Výše vypsané jsou nejdůležitější mechanismy použité v agregátu. U těchto mechanismů se vyskytuje několik typů provedení. Proto jsou v této části práce mechanismy základně popsány, a následně v kapitole Analýza rozhodnuto, který mechanismus je nejvhodnější k použití při konstrukci agregátu.

Systém zajišťující odvalovací pohyb je nejkomplikovanější z celého agregátu. Je rozdělen na dva subsystémy. V první části se řeší, jakými možnými způsoby lze synchronizovat otáčky nástroje s otáčkami vřetene. Dalším subsystém řeší propojení tohoto mechanismu s pohybujícím se beranem mechanismu.

Analýza

V analýze vhodných mechanismů je vyšetřeno, která metoda jednotlivých mechanismů bude použita při konstrukci. Je vybráno takové řešení, které nejlépe splňuje požadavky, které jsou na jednotlivý mechanismus předem stanovené. Požadavky mají přiřazenu váhu. Následné hodnocení je realizováno pomocí čísel 1-5 – dle tabulky 2.1. Znamka mechanismu pro jednotlivý požadavek je následně násobena váhou daného mechanismu. Výsledné číslo je součet všech hodnot.

Každý požadavek má dále vysvětlení, proč je důležitý a odůvodnění pro volbu váhy.

Analýza Mechanismu na převod rotačního pohybu vřetene na translační pohyb tloučku.

V této části se porovnají všechny způsoby převodu otáček vřetene na lineární pohon. Požadavky na tento mechanismus:

- Malé zástavbové rozměry
- Jednoduchost mechanismu
- Zajištění řezné rychlosti
- Nízké požadavky na údržbu
- Stálý průběh rychlosti při obrázení
- Dostatečný zdvih mechanismu

Z analýzy všech systémů vyšlo, že nejvhodnější je použití vačkového uzavřeného, vačkového či klikového mechanismu. Při porovnání těchto tří systémů můžeme vidět, že systém klikový je nejjednodušší (vzhledem k absenci pružin vůči vačkovému, a vzhledem k jednoduchosti výroby vůči vačkovému uzavřenému mechanismu) a snadnější na údržbu. Vačkové mechanismy ovšem zajišťují prakticky libovolný průběh rychlosti což má při rozhodování vyšší váhu.

Porovnáním dvou vačkových mechanismů je možno vidět, že uzavřená vačka je jednodušší. To je dosaženo tím, že uzavřená vačka nepotřebuje externí vratný mechanismus. Při použití vačky u například u zvedání ventilu u automobilu pracuje vačka s nízkou hmotností ventilu. Proto zajišťuje vratný pohyb pružina. Při použití u obrážecího agregátu by musela pružina zvedat hmotnost celého tloučku včetně nástroje. To by kladlo vysoký nárok na pružinu, která by pak při řezném pohybu působila proti mechanismu.

Analýza vedení tloučku

Požadavky na mechanismus vedení tloučku

- Zajištění provozní rychlosti
- Zástavbové rozměry
- Životnost
- Komplikovanost a montážní jednoduchost

Z analýzy vyplývá, že nejlépe si vedou kluzná vedení následována lineárním valivým ložiskem. Kluzná vedení dosahují lepší životnosti při požadovaných provozních rychlostech i zrychleních.

Při porovnání obou případů kluzných vedeních lze vidět výhoda lineárního kluzného ložiska v obecné jednoduchosti i malých zástavbových rozměrech. Proto tento systém bude použit v obrážecím agregátu.

Analýza mechanismu, který zajišťuje vychýlení nástroje při zpětném pohybu

Kvůli požadavku na požadovaný časový průběh zdvihu se výběr ze všech mechanismů snížil jen na vačku, pneumatický systém a magnetický systém.

Požadavky na tento systém jsou:

- Malé zástavbové rozměry
- Jednoduchost a spolehlivost
- Snadná synchronizace s otáčkami vřetene

Z analýzy jasně vyplývá, že pouze vačka dokáže zajistit požadovaný průběh pozice mechanismu při zachování jednoduchosti systému

Analýza systému zajišťující odvalovací pohyb

Systém zajišťující odvalovací pohyb se skládá ze dvou subsystémů Proto je analýza věnována oběma těmto systémům.

Analýza systému vedení přenášející odvalovací pohyb.

Požadavky na toto vedení jsou:

- Zajištění rychlého axiálního pohybu
- Přenesení radiální síly
- Životnost
- Velmi malé zástavbové rozměry

Z analýzy vyplývá, že tentokrát nejlépe plní požadavek lineární valivé vedení. V miniaturních velikostech vedení již neplatí stejné zákonitosti jak při výběru vedení beranu. Miniaturní valivá vedení obsahují pouze jednu řadu valivých elementů, která neobíhá po dráze. Díky tomu je možné dosáhnout podstatně vyšších rychlostí a zrychlení než v případě daleko složitější konstrukce lineárního vedení standartních velikostí.

Analýza mechanismu propojení náhonu a vedení

Požadavky na tento mechanismus jsou:

- Zajištění homokinetického pohybu
- Zajištění přesného pohybu při mimoběžném uspořádání os
- Malé rozměry mechanismu

V analýze můžeme vidět, že nejvíce bodů dosáhl nejjednodušší systém. Ze všech homokinetických systémů jedině dvou-kardanový kloub ve svém principu umožňuje mimoběžné použití. Všechny ostatní homokinetické klouby by se museli zdvojit pro použití na tomto mechanismu. Kardan lze také nejjednodušeji zmenšit na požadovanou velikost.

Analýza pohonu odvalovacího pohybu

Tento subsystém obstarává originálnost celého řešení. Jelikož se jedná o zcela nový systém odlišující tento agregát od konkurence, je tedy analýza důležitou částí.

Požadavky, které jsou potřeba k zajištění odvalovacího pohybu splňují všechny mechanismy. Jde o to, vybrat nejvhodnější řešení k realizaci.

Během konzultace s vedoucím práce bylo rozhodnuto realizovat pohon pomocí přímého převodu. Tento systém je nejspolehlivější a nejjednodušeji vyrobitelný. Použití výměnných kol je při velikosti agregátu dost komplikované. Při použití bezkrokového převodu může dojít k prokluzu při vyšších silách což by bylo fatální při výrobě ozubených kol.

Zároveň byla zvážena budoucí úprava mechanismu i pro použití externího pohonu odvalovacího pohybu. TU Chemnitz disponuje tímto systémem, tudíž by to znamenalo jen upravit mechanismus pro jeho aplikování.

Dle analýzy tedy vyšlo, že agregát bude obsahovat mechanismus s uzavřenou vačkou pro provedení hlavního obrážecího pohybu. Převod agregátu 1:1. Vedení tloučku bude uloženo ve kluzném lineárním ložisku. Mechanismus zajišťující vychýlení bude řešen vačkou a přímo napojen na otáčky vřetene. Odvalovací pohyb bude řešen přímým převodem. Přes šnekové soukolí bude pomocí dvou kardanových kloubů přenášena síla na miniaturní lineární vedení umístěné ve válci konajícím rotační pohyb. Agregát bude mít zdvih 40 mm.

Ověření vybraných mechanismů

Před výpočty mechanismu je nutné vypočítat základní vlastnosti systému a ověřit, zdali výsledky z analýzy tyto hodnoty splňují. Nejprve je nutné vypočítat, jakou maximální sílu bude vytvářet proces obrážení. To je spočítáno v první části kapitoly. Nejprve byly ověřeny konstrukční omezení vačkových kladek. Ty omezily hodnotu otáček mechanismu na přibližně 1300 ot/min.

Maximální rychlost a zrychlení

Dále byla vypočítána průměrná rychlost zrychlení systému. Lineární kluzné ložisko ztrácí únosnost se zvyšující se rychlostí. Zároveň je miniaturní valivé vedení omezeno maximálním zrychlením 300m/s^2 . Předpokládaný průběh vačky počítá s oblastí konstantní rychlosti. Je tedy nutné v relativně krátkém intervalu na tuto rychlosti zrychlit a následně zpomalit na nulové zrychlení. V této oblasti bude hodnota zrychlení nejvyšší.

Při otáčkách 133 je zrychlení vyšší než 300m/s^2 , proto se musí otáčky omezit. Byla stanovena hodnota 900 ot/min, při které je průměrná rychlost beranu $1,2\text{m/s}$ a průměrné zrychlení 144m/s^2

Maximální řezná síla

V této kapitole je vypočítána maximální řezná síla na obsah třísky 1mm². Výpočet sloužil pouze k představě o dimenzování maximální síly působící při obrázení na mechanismus. Výsledná síla vyšla 5,5kN. Mechanismus bude dimenzován na 7kN.

Určení převodového poměru odvalovacího převodu

V této části je určena rychlost odvalovacího pohybu. Převodový poměr byl stanoven 1:800. Výpočet probíhal na základě přepočtu radiálního posuvu. Při zohlednění co největší univerzálnosti použití byl vybrán převodový poměr 1:800. Tabulka s hodnotami posuvů pro jednotlivé moduly/počty zubů nástroje je uvedena v příloze.

Podrobný popis základních mechanismů modelu

Po vybrání vhodného mechanismu v systémové analýze a následném ověření je nutné popsat mechanismy blíže a vypsát jejich výpočty. Jsou zde tedy důkladně popsány rozdíly a výhody vybraného mechanismu (Lineární kluzné ložisko miniaturní valivé vedení, typy ložisek a systém jejich výpočtu).

Další podstatnou částí výpočtů jsou převody s ozubenými koly. Výpočty ozubených kol jsou však velmi obsáhlé a bylo by zbytečné je uvádět v této části práce. Jsou proto obsahem přílohy společně s výsledky jednotlivých typů převodů.

Kinematické schéma

Kinematické schéma ukazuje, jakým způsobem mechanismus funguje, jsou v něm vysvětleny základní pohyby a principy funkce. Zároveň je určeno předběžné rozložení součástí mechanismu

Výpočty

V kapitole výpočtů jsou uvedeny výpočty ke stěžejním částem systému.

Výpočty vaček

Systém obsahuje 3 různé typy vaček. Všechny tyto vačky mají specifický průběh. Pro výpočty vaček není možno použít základního generátoru vaček. Ten obsahují všechny modelovací programy (Solidworks, Inventor atd.). Tyto generátory neumožňují zanášet koncové a počáteční parametry oddílů (pouze zdvih). Jelikož vačka použitá v systému obsahuje část s konstantní rychlostí, je třeba, aby software dokázal vytvořit oddíl vačky s nenulovou koncovou či počáteční rychlostí. Je nutné použít speciální software zabývající se výpočty vaček. Bylo použito program `Kurve_ok_nt`. Jedná se o jednoduchý freeware program umožňující výpočet vačky. Program umožňuje navázání oblastí s konstantní rychlostí. Data průběhu vačky je možno z programu vyexportovat.

V příloze jsou uvedeny rychlosti a zrychlení vačky v jednotlivých krocích (0,1°), poloměr obloukové kružnice a zdvih jednotlivých částí systému.

Jsou zde popsány všechny 3 vačky, jejich průběhy a vlastnosti. Vyexportovaná data vaček jsou uvedena v příloze.

Dimenzování tlumícího systému vaček

V další kapitole se dimenzuje tlumící systém vaček, který zajišťuje kontakt ložisek s vačkami ve všech polohách. Při dimenzování bylo počítáno se silou, kterou vyvine hmotnost všech pohyblivých částí systému při maximálním zrychlení – 1,2kN. Pružiny jsou dimenzovány na 2,6kN.

Dimenzování pružin zajišťujících kontakt odklápěcí vačky

V této kapitole jsou představeny rozměry a vlastnosti pružin, které vytváří přitlačnou sílu na odklápěcí vačku. Jsou dimenzovány na přitlačnou sílu až 5kN.

Výpočty ložisek

Další část výpočtů ukazuje výsledky výpočtu ložisek. Bylo použito vzorců firmy SKF/INA, od kterých jsou ložiska v systému použita. Životnost ložisek je v nejmenším případě 2156 h. Tato hodnota se se zdá býti malá, ale mechanismus ze svého principu není dimenzovaný na trvalý provoz.

Výpočet lineárního ložiska

Výpočet lineárního ložiska zjistil, že maximální možná radiální síla je při daných rychlostech 400N. S touto hodnotou následně technolog může určit maximální velikost třísky. Při této síle je zajištěna životnost 2500 h.

Výpočty ozubených kol

Poslední částí výpočtů jsou výpočty ozubených kol. Je použito vzorců z knihy Konstruování strojních součástí. Byly vybrány 3 nejvíce zatěžované převody (šnekový, kuželový převod s šikmými zuby a čelní ozubený převod s šikmými zuby).

Ozubení je navrhnuo v programu autodesk Inventor a následně ověřeno výpočty v programu MathCad. Ve výpočtu jsou ověřeny navrhnuté rozměry, je určen materiál ozubených kol, je počítána jejich bezpečnost proti únavovému poškození v patě zubu a bezpečnost vůči únavovému poškození na stranách zubu. U kuželových kol byla vypočítána bezpečnost vůči ohybu zubu.

Z výpočtů vyplývá, že navrhnuté ozubené převody jsou dostatečně dimenzovány.

Návrh

V této části práce budou postupně předveden návrh většiny klíčových částí systému. Společně s jejich provedením jsou i vysvětleny požadavky na tuto součást. Mechanismus obsahuje celkem 78 typů součástí (bez spojovacího materiálu a součástí hřídelů) z toho je 54 součástí navrhnutých. Zbylé součásti jsou kupované (jako ložiska, lineární vedení apod.) nebo normalizované.

Mechanismus byl z konstrukčního hlediska rozdělen na několik podsestav. Jsou to:

- Sestava tloučku
- Sestava vedení tloučku
- Sestava převodovky
- Sestava ramene
- Sestava upínání
- Sestava vaček
- Skříň mechanismu

Modely jednotlivých součástí i podsestav jsou nahrány ve formátu STEP a STL v příloze.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Samputensili: Gear Shaping Process and Shaper Cutters. 18 May 2018, www.sampspa.com/blog/gear-shaping-and-shaper-cutters/.
- [2] Hirsch, A.: "Wälzstoßmaschinen" Werkzeugmaschinen Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele; Springer Vieweg, 2012, Seiten 300-306.
- [3] Hirsch, A.: Verzahntechnik; Technische Universität Chemnitz, 2017, Seite 11 (modifiziert)
- [4] Luks M.: Výroba ozubených kol obrážením. 18 May 2018, <http://mlgearchdesigns.blog.cz/1310/vyroba-ozubenych-kol-obrazenim>
- [5] Stoßprozess mit einem translatorischen Werkzeug, [Stand 18.5.2018]: <http://slideplayer.com/slide/1716320/7/images/19/Gear+shaping+%E2%80%93+a+rack+cutter.jpg>
- [6] Stoßen mit einem translatorischen Werkstück, [Stand 18.5.2018]: <https://image.slidesharecdn.com/4-gearmanufacturing-130304040739-phpapp01/95/4-gear-manufacturing-22-638.jpg?cb=1362370124> (modifiziert)
- [7] Humár, A.: "Výroba ozubení" Technologie obrábění – 2. část; VUT, 2004, Seite 70: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf
- [8] Hirsch, A.: Verzahntechnik; Technische Universität Chemnitz, 2017, Seite 12.
- [9] Ingersoll.: Wälzstoßen – hohe Flexibilität bei der Herstellung von Verzahnungen, 2 Dezember 2013, <http://www.zerspanungstechnik.de/2013/12/02/waelzstossen-hohe-flexibilitaet-bei-der-herstellung-von-verzahnungen/>
- [10] Hirsch, A.: "Wälzstoßmaschinen." Werkzeugmaschinen Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele; Springer Vieweg, 2012, Seite 303.
- [11] Lueger, O.: "Hobeln, Hobel, Hobelmaschinen" Lexikon der gesamten Technik; 1907, Seiten 67-78.
- [12] Hirsch, A.: "Stoßmaschinen" Werkzeugmaschinen Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele; Springer Vieweg, 2012, Seite 274.
- [13] Hirsch, A.: "Wälzstoßmaschinen" Werkzeugmaschinen Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele; Springer Vieweg, 2012, Seite 305.
- [14] Hirsch, A.: "Verzahnmaschinen" Werkzeugmaschinen Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele; Springer Vieweg, 2012, Seite 307 (modifiziert)
- [15] Liebherr: Wälzstoßmaschine LS 80, [Stand 18.5.2018]: <https://www.liebherr.com/de/deu/produkte/verzahntechnik-automation/verzahnmaschinen/w%C3%A4lzsto%C3%9Fmaschinen/details/ls80.html>
- [16] EWS-Slot Aggregat für Nutstoßen, [Stand 18.5.2018]: <http://www.buk-tools.de/images/produkte/main-nutstossen.jpg>
- [17] EWS, Nutstoßen mit EWS-Slot, [Stand 18.5.2018]: <http://www.ews-tools.de/de/produkte/produkt-slot.aspx>
- [18] IndustryArena, Benz Lina [Stand 18.5.2018]: <https://de.industryarena.com/benz-tools/produkte/stosskoepfe--977/benz-lina-stossaggregat-fuer-drehmaschinen--10104>

- [19] Benz LinA XL - Angetriebene Stoßaufnahme [Stand 18.5.2018]: <https://www.youtube.com/watch?v=mhwPnXRZHQ>
- [20] Gisstec Angetriebenes Nutstoßgerät auf CNC Drehmaschine [Stand 18.5.2018]: <https://www.youtube.com/watch?v=8l8TrOzV-jo>
- [21] Einstellung Gisstec Angetriebenes Nutstoßgerät [Stand 18.5.2018]: <https://www.youtube.com/watch?v=i6EHme5eizs>
- [22] Broaching toolholder [Stand 18.5.2018]: <http://www.mtmarchetti.com/en/prodotti/strozzatore.html>
- [23] MT Marchetti Stoßeinheit für Nutstoßen [Stand 18.5.2018]: <http://www.mtmarchetti.com/upload/composizionestozzatore870x330.jpg>
- [24] Marek, J., Novotný, et al: Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Speciál. Praha: MM publishing, s. r. o., 2006. 284 s. ISBN 12122572
- [25] Höltkemeier, K.: Funktionsprinzip und Anwendungsmöglichkeiten von Linearmotoren [Stand 18 May 2018]: <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/funktionsprinzip-und-anwendungsmoeglichkeiten-von-linearmotoren-a-150746/>
- [26] Linearmotor mit Führungen [Stand 18.5.2018]: <http://static10.gestiona-web.cat/1133/pwimg-1100/ml15.jpg>
- [27] Fuglíček, L.: Návrh pracoviště pro montáž pneumatických válců: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66700
- [28] Doppeltwirkender Hydraulikzylinder [Stand 18.5.2018]: <http://www.emc-machinery.cz/p/217/pneumaticky-dvojcinny-valec-fvbc32x50>
- [29] Marek, J., Novotný, et al: Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Speciál. Praha: MM publishing, s. r. o., 2006. 284 s. ISBN 12122572
- [30] Teile der verkürzte Kurbelmechanismus [Stand 18.5.2018]: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/23151/obr1.jpg>
- [31] Doleček, J., Holoubek, Z.: Strojnictví II pro SOU. 3. vydání. Praha: SNTL, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [32] Teile der volle Kurbelmechanismus [Stand 18.5.2018]: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/10451/obr2.jpg>
- [33] Ducheček, M.: Four-cylinder in-line diesel Engine with an eccentric Crank for commercial Vehicles: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103743
- [34] Mazůrek, I.: Konstrukce klikového mechanismu. Vyvažování víceválcových motorů, VUT Brno, 2016.
- [35] Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: Mechanical Engineering Design. New York, 7th edition, 2004, ISBN-13: 978-0072921939
- [36] ČVUT: Mechanismy [Stand 18.5.2018]: http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_11.pdf
- [37] Achtgelenkkette mit linearer Bewegung und beschleunigte Rückbewegung [Stand 18.5.2018]: <http://www.tm-aktuell.de/TM5/Viergelenkketten/Strandbeest.html>

- [38] ELUC: Kulisový mechanismus [Stand 18.5.2018]: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1908>
- [39] Schwingende Kurbelschleife in der horizontalen Stoßmaschine [Stand 18.5.2018]: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/23152/obr1.jpg>
- [40] Honců, J.: Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I. TU Liberec, 2004. ISBN 80-708-3793-4.
- [41] Verschiedene Arten von Kurvenscheiben [Stand 18.5.2018]: <http://www.munzinger-kurvengetriebe.de/Bildergalerie-Kurvenfertigung.html>
- [42] Závodník, M.: Design of sport Cams for motorcycle Engine: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102170
- [43] Heisler, H.: Advanced engine technology. 4th ed. Warrendale: SAE International, 1995, ix, 794 s. ISBN 15-609-1734-2.
- [44] Definition von einer Gleitführung [Stand 18.5.2018]: <https://de.misumi-ec.com/de/online-shop/proxy/Gleitfuehrung>
- [45] Verschiedene Arten von hydrostatischer Führung [Stand 18.5.2018]: https://www.norelem.com/xs_db/BILD_DB/2/www/750/21030.jpg
- [46] Verschiedene Arten von hydrostatischer Führung [Stand 18.5.2018]: https://www.scope-online.de/upload_weka/9653238_big_1407718.jpg
- [47] NSK: Linear Guides Tutorial [Stand 18.5.2018]: http://www.bearing.co.il/Linear_Guides_Tutorial.pdf
- [48] Lineare Wälzführungen in verschiedenen Größen [Stand 18.5.2018]: https://www.precifast.de/wp-content/uploads/2015/03/640px-Mono_Rail.jpg
- [49] SKF: Linearkugellager [Stand 18.5.2018]: <http://www.skf.com/de/products/motion-technologies/linear-guides-and-tables/linear-ball-bearings/index.html>
- [50] Linearwälzlager mit Durchmesser 40mm [Stand 18.5.2018]: http://www.skf.com/binary/136-45243/LBBR%2050%2C%207149_tcm_12-45243.png
- [51] SKF: Linearlager und Linearlagereinheiten [Stand 18.5.2018]: <http://www.skf.com/binary/12-68729/4182DE%20Linearlager-%20und%20einheiten.pdf>
- [52] Lineargleitlager [Stand 18.5.2018]: <https://3druck.com/wp-content/uploads/2015/10/FA0715-5.jpg>
- [53] Darstellung der Bewegungen des Werkzeugs bei dem Stoßen [Stand 18.5.2018]: https://static.industryarena.com/files/i/140/058/3ed59a1a5c56d48ba1d6bd5feba337f8_MW_1200_.png
- [54] Getriebe und Wechselräder für Drehmaschine Schaublin SV 102 [Stand 18.5.2018]: <http://www.tumlikovo.cz/author/admin/page/10/>
- [55] Entwurf und Konstruktion von Getrieben [Stand 18.5.2018]: <http://www.stufenlosgetriebe.de/Stufenlosgetriebe.de/Start.html>
- [56] Prinzip des Variators mit Paaren konischer Räder [Stand 18.5.2018]: <http://www.hq.gnieszno.pl/oferta/skrzynie-automatyczne-zautomatyzowane-dsg-cvt/multitronic.html> (modifiziert)

- [57] Variatoren mit gegenüberliegenden konischen Rädern [Stand 18.5.2018]: <http://www.transmission-technic.cz/variator.html>
- [58] Gašparík, J. Kolář J. Železniční doprava: technologie, řízení, grafikony a dalších 100 zajímavostí, Grada, 2017, 432 Seiten, ISBN: 978-80-271-0058-3
- [59] Schneeberger, Kugel-linearführung/edelstahl/miniatur [Stand 18.5.2018]: <http://www.directindustry.de/prod/schneeberger/product-275-333460.html>
- [60] Schneeberger MINIRAIL [Stand 18.5.2018]: http://www.bearingstransmission.com/~bearings/bearings/imagenes/subsubcategorias_productos/subsubcategoria_172.png
- [61] Schaeffler, Miniatur-Gleitführungen [Stand 18.5.2018]: https://www.schaeffler.de/remote-medien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_161_de_de.pdf
- [62] Mazúrek, I.: Kloubové hřídele, stejnoběžné klouby, poloosy závodních vozů.. VUT Brno, 2016.
- [63] Doppel Kardangelen [Stand 18.5.2018]: https://www.bibus.cz/fileadmin/_processed_/f/8/csm_Mario_ferri_02_840x580_01_1274467ec7.jpg
- [64] Teile des Bendix-Weiss Gelenk [Stand 18.5.2018]: http://www.waybuilder.net/sweethaven/MechTech/Automotive/Automotive02/pics/1006_054.gif (modifiziert)
- [65] Rzeppa Gelenk mit 8 Kugeln [Stand 18.5.2018]: https://www.nexteer.com/wp-content/uploads/RZ8_8-Ball-Rzeppa_Large.png
- [66] Teile des Tracta Gelenk [Stand 18.5.2018]: <http://oldpowerwagon.com/Images/PWSpecs/TractaJoint.jpg> (modifiziert)
- [67] Teile des Tripod Gelenk [Stand 18.5.2018]: <http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/data/journals/jmmedb/27816/055504jmd1.jpeg> (modifiziert)
- [68] Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: Mechanical Engineering Design. New York, 7th edition, 2004, Seite ISBN-13: 978-0072921939
- [69] Hardyscheibe mit 6 Löchern [Stand 18.5.2018]: <https://www.sgf.de/en/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-english/service1/interesting.html>
- [70] Teile des Tracta Gelenk [Stand 18.5.2018]: <http://oldpowerwagon.com/Images/PWSpecs/TractaJoint.jpg> (modifiziert)
- [71] pv Diagram der gletläger [Stand 07.01.2019]: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/product-overview/index.html>
- [72] *Schneeberger MINIRAIL mit LUBE S* [Stand 07.01.2019]: <http://trends.directindustry.com/schneeberger/project-275-150782.html>
- [73] Bilder von Lagern [Stand 07.01.2019]: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/index.html> (modifiziert)

10 Anlageverzeichnis

- Fertigungszeichnung
- Stückliste – Gehäuse
- Stückliste – Mechanismus
- Stückliste
- Verlauf der Drucknocke
- Graphen der Drucknocke
- Form der Drucknocke
- Verlauf der Zugnocke
- Graphen der Zugnocke
- Form der Zugnocke
- Verlauf der Ablenkenocke
- Graphen der Ablenkenocke
- Berechnung des Übersetzungsverhältnisses
- Berechnung der Schräg-Stirnradgetriebe
- Berechnung der Schräg-Kegelradgetriebe
- Berechnung der Schneckengetriebe
- Modellen in STEP und STL Format